Energy, Mines and Resources Canada | Energie, Mines et Ressources Canada

CANMET

Canada Centre for Mineral and Energy Technology | Centre canadien de la technologie des minéraux et de l'énergie

ACOUSTICS WEEK IN CANADA - QUEBEC CITY, 1984

M.U. SAVICH

ELLIOT LAKE LABORATORY

NOVEMBER 1984

(CANMET)

99 pp

MICROMEDIA

FEB 27 1985

MINERALS RESEARCH PROGRAM
MINING RESEARCH LABORATORIES
DIVISION REPORT MRP/MRL 84-118(TR)

ACOUSTICS WEEK IN CANADA
- QUEBEC CITY, 1984 -

by

M.U. Savich*

ABSTRACT

The topics discussed at this symposium were:

a) noise identification techniques
b) noise reduction
c) prediction models and materials
d) acoustical metrology
e) noise and hearing
f) physio and phychological acoustics
g) speech analysis and perception
h) architectural acoustics
i) barriers and environmental noise.

With over 66 papers dealing with all aspects of acoustics, the symposium was attended by about 116 professionals. The Canadian Standards Association meeting which was held on October 23rd, 1984 was attended by sixteen committee members.

L'Association Canadienne d'acoustique organise au Château Frontenac de Quebec deux séminaires intitulé:

1. L'acoustique général et le contrôle du bruit, et
2. Acoustical intensimetry and its applications.

The next symposium in 1985 will be held in Ottawa.

*Research Scientist, Elliot Lake Laboratory, CANMET, Energy, Mines and Resources, Elliot Lake, Ontario.

SEMAINE DE L'ACOUSTIQUE AU CANADA
- VILLE DE QUÉBEC, 1984 -

par

M.U. Savich*

RÉSUMÉ

Les sujets discutés lors du symposium comprenaient:

a) les techniques d'identification des bruits
b) la réduction du bruit
c) les modèles et le matériel de prédiction
d) la métrologie acoustique
e) le bruit et l'ouie
f) l'acoustique physiologique et psychologique
g) une analyse du discours et de la perception
h) l'acoustique architecturale
i) les barrières et les bruits environnementaux

Le symposium au cours duquel plus de soixante-six documents de recherche portant sur tous les aspects de l'acoustique ont été présentés, a attiré environ cent seize professionnels. Seize membres du comité ont assisté à la réunion de la Société canadienne des normes qui a eu lieu le 23 octobre 1984.

L'Association canadienne d'acoustique organise au Chateau Frontenac de Québec deux séminaires intitulés:

1. L'acoustique général et le contrôle du bruit, et
2. Acoustical intensimetry and its applications.

Le prochain symposium sera tenu à Ottawa, en 1985.

---

*Chercheur scientifique, Laboratoire d'Elliot Lake, CANMET, Énergie, Mines et Ressources, Elliot Lake, Ontario.

CONTENTS

	Page
ABSTRACT	i
RESUME	ii
INTRODUCTION	1
SYMPOSIUM	1
SEMINARS	1
CANADIAN STANDARD ASSOCIATION	3
APPENDIX	A-21

TABLES

No.		
1.	Status report up to 4th October, 1984 - noise from industry ...	5
2.	Status report up to 4th October, 1984 - transport vehicles	6
3.	Status report up to 28th September, 1984 - powered machines ...	7
4.	Status report up to 21st June, 1984 - liaison CAC/ISO TC43	10
5.	Status report up to 4th October, 1984 - building acoustics	12

INTRODUCTION

"Acoustics week in Canada - Quebec City 1984", was supported by Université Laval. Five companies exhibited instruments and sound-absorbing and vibration-damping materials, offering their sales and services.

The Symposium was attended by about 116 professionals. The next symposium will be held in Ottawa in 1985.

SYMPOSIUM

The topics discussed were (Appendix 1):

a) Noise identification techniques

b) Noise reduction

c) Prediction models and materials

d) Acoustical metrology

e) Noise and hearing

f) Physio and Psychological acoustics

g) Speech analysis and perception

h) Architectural acoustics

i) Barriers and environmental noise.

The Symposium provided representative noise level data and included noise reduction methods, techniques and materials for application. The best papers presented will by successively published in the Canadian Acoustic Journal.

SEMINARS

L'Association canadienne d'acoustique organise au Château Frontenac de Quebec deux séminaires intitulé:

1. <u>L'acoustique génèrale et le contrôle du briut.</u> Le seminaire s'adresse aux professionnels du Quebec. Ce séminaire a comme objectif principal de

fournir l'information nécessaire pour permettre aux intervenants du milieu de mieux comprendres les problèmes de bruit au d'acoustique et d'intervenir efficacement. Nous avon donc vu que la génèneration et la propagation du son peuvent être considérablement atténuée par des moyens classiques et simples de reduction du bruit à la source. La reduction du bruit s'avère également profitable économiquement et il existe bon numbre de décibels superflus qui sone éliminables pour coûts très raisonnables. Le sujet et la suivante:

a) L'acoustique et le bruit: definitions et mesures

b) Les methodes d'identification des sources de bruit

c) Acoustique physiologique

d) Criteres de bruit et solutions paliatives

e) Acoustique architecturale

f) Le controle du bruit

g) Acoustique urbaine:

- Le bruit communautaire
- Le bruit produit par la circulation
- Propagation et modélisation
- La protection contre le bruit urbaine

h) Utilization des materiaux acoustiques.

2. Acoustical intensimetry and its applications. The sound intensity should be used to investigate the cause of noise emitted by the source. During the past several years, there has been rapid progress in the investigations of many techniques of measuring sound intensity. The advantages of the method are:

- the measurements can be made at any point in space
- the pressure sensing transducers have better dynamic range, stability and frequency characteristics, and

- phase difference between the two systems can be checked and corrected for mismatch errors.

Eight different papers were presented:

- Sound intensity (Canada).
- Sound intensity probes (Canada).
- Application and demonstration of sound intensity measurements (U.S.A).
- Source identification on a diesel engine using acoustic intensity measurements (U.S.A).
- Acoustical imaging and backpropagation of wave clusters: how to go back to the source (France).
- Absorption coefficient measurement and impedance measurement with a sound-intensity meter (France).
- Application de l'intensimetrie acoustique pour l'analyse de transmissions dans les batiments (France), and
- Vibrational intensity and gated intensimetry (Denmark).

CANADIAN STANDARD ASSOCIATION

The C.S.A. Technical Committee on Acoustics and Noise Control held a meeting on Tuesday, 23rd October 1984 at Château Frontenac Hotel, Quebec. This meeting was attended by 16 committee members.

AGENDA

1. In the Hearing Measurement (Audiometry), no visible progress.
2. The major activities of the committee "Noise from Industry" have been the balloting of a proposed blasting standard in June, the writing of a proposed standard on occupational noise exposure, the review of the Federal/Provincial guidelines on occupational noise exposure, and hearing conservation and the review of the task force report prepared for the Ontario Ministry of Labour on how noise measurements should be performed.

Sub-committee progress/status reports are given in Table 1.

3. Instrumentation. See paragraph 13, page 16.

4. Transport vehicles progress reports are given in Table 2.

5. Report of subcommittee on human exposure to vibration to SCA committee on acoustics and noise control.

This subcommittee is harmonized with the Canadian Advisory Committee on ISO/TC 108/SC 4 "Human Exposure to Mechanical Vibration and Shock". The subcommittee is not currently writing any CSA standards, its efforts being directed towards the development of international standards and acting in an advisory capacity. Activities of the year were:

Votes on Draft International Standards

a) ISO/DIS 5349.2 "Guidelines for the Measurement and the Assessment to Human Exposure to Vibration Transmitted to the Hand".

A postal vote was conducted of the membership, and other persons known to be interested in or affected by the draft standard were invited to submit comments. All were in favour of the proposed standards with editorial revisions.

b) ISO/DIS 2953 "Balancing Machines - Description and Evaluation".

The committee abstained from voting on this draft international standard.

c) Correspondence re CAN-Z62-1M77 "Chainsaws".

At the request of the Chairman of Z107, a letter ws prepared detailing our objections to the above standard which concerns the exposure limits for chainsaw vibration. It is understood that this matter is currently being reviewed by the CSA Committee on Chainsaws.

6. Task force on community noise was divided between four subcommittees. Two of these subsommittees were to prepare reports on the following aspects of community noise:

Table 1 - Status report up to 4th October, 1984.

CSA Designation	Title of Standard	Status of Standard	Status of Rationale
Z107.51	Procedure for In-Situ Measurement of Noise from Industrial Equipment	issued 1980 being reviewed for possible reapproval in 1985	on file at CSA
Z107.52	Recommended Practice for the Prediction of Sound Pressure Levels in Large Rooms Containing Sound Sources	issued 1983	on file at CSA
Z107.53	Procedure for Performing a Survey of Sound Due to Industrial, Institutional or Commercial Activities	issued 1982	on file at CSA
Z107.54	Procedure for Measurement of Sound and Vibration Due to Blasting Operations	Resolving negatives from main committee ballot March "84" on sixth draft revised Sept. "83"	on file at CSA
Z107.55	Recommended Practice for the Prediction of Sound Levels Received at a Distance from an Industrial Plant	main committee ballot October "84" on ninth draft revised Sept "83"	on file at CSA
P9.2.18	Noise Monitoring Around Industrial Complexes	awaiting first draft from the writing group	not available
P9.2.22	Procedure for the Measurement of Occupational Noise Exposure	First draft reviewed Sept "84" new draft being prepared for subcommittee ballot in Nov or Dec "84".	not available
	Procedure for Measuring Impulsive Noise	awaiting fundamental research	not available

Table 2 - Status report up to 4th October, 1984

CSA Designation	Title of Standard	Status of Standard	Transport Vehicles Status of Rationale
Z107.21	Procedure for Measurement of Maximum Exterior Sound Level of Pleasure Motorboats	Issued 1977, requires re-approval	on file at CSA
Z107.22	Procedure for Measurement of Maximum Exterior Sound Level of Stationary Trucks with Governed Diesel Engines	Issued 1977, requires re-approval	—
Z107.23	Procedure for Measurement of Maximum Interior Sound Level in Trucks with Governed Diesel Engines	Issued 1977, requires re-approval	—
Z107.24	Procedure for Measurement of the Exterior Sound Level of Railbound Vehicles	—	—

a) Municipal regulation and control

b) Land use planning.

"The objectives of the working group are to produce a model code for the control of environmental noise (titled "National Environmental Noise Code"). It is expected that this code, developed through Federal/Provincial consultation, will establish a uniform national basis for dealing with environmental noise problems."

It is also expected that the existing CSA standards on noise would be used in the proposed "National Environmental Noise Code", which reinforces this reports recommendation that CSA has a major role in the preparation of applicable environmental noise standards.

7. Powered machines (see Table 3).
8. Editorial review - absent.
9. Consumer appliances - no progress.
10. Liaison CAC/ISO TC43. The following ISO standards are recommended for consideration for endorsement by CSA Z107:

ISO1683-1983 Acoustics - Preferred reference quantities of acoustic levels.

ISO1999-198x (in press) - Acoustics - Determination of occupational noise exposure and estimation of noise induced hearing impairment.

ISO6189-1963 Acoustics - Pure Tone air-conduction threshold audiometry for hearing conservation purposes.

In addition the following standards may also be considered suitable for endorsement when finalized and published:

ISO/DP 8253-1983 Acoustics - Pure Tone audiometric test methods.

ISO/DP 8353-1983 Acoustics - Estimated noise reduction of hearing protectors.

Table 3 - Status report up to 28th September, 1984

Powered Machines

CSA Designation	Title of Standard	Status of Standard	Status of Rationale
Z107.32	Test procedure for the Measurement of Sound Emitted from Construction Forestry and Mining Machines to the Operator Station and Exterior of the Machine	Approved by main committee. Requiring some editorial changes prior to printing. Final draft should be completed by by November 21, 1984.	On file at CSA
Z107.31	Test Procedures for the Measurement of Sound Levels from Agricultural and Forestry Machines	Fourth Draft of May, 1981 needs to be redrafted to exclude forestry machines since they are covered in the later version of Z107.32	Need to review with Dr. Nyborg to determine if a rationale is available.
—	Sound Measurement - Self-Propelled Agricultural Equipment - Exterior SAE J1008 SEP80	Consider adopting if Z107.31 not be approved as a CSA standard.	—
—	Sound Measurement - Trenching Equipment - SAE J1262 SEP80	Consider adopting if there is a need to cover this type of equipment.	—
—	Sound Measurement - Construction Site - SAE J1075 SEP80	Consider adopting if there is a need to cover this type of operation.	—
—	On-Machine Alarm Test and Evaluation Procedure for Construction and General Purpose Industrial Machinery - SAE 1446	Consider adopting if there is a need to cover this type of device.	—
—	Acoustics - Measurement of airborne noise emitted by construction equipment intended for outdoor use - Method of determining compliance with noise limits - ISO 4872.	Consider adopting as background umbrella document for Z107.32.	—

Endorsing of ANSI and IEC Standards by CSA Z107 are in Table 4.

11. Liaison CAC/ISO TC43/SC2 - Building acoustics - see Table 5.

12. Activities in ASACOS - (CSA Z107 Technical Committee on Acoustics and Noise Control).

Several standards have recently been published:

S1.6-1984 - Preferred frequencies, frequency levels, and band numbers for acoustical measurements ($20.00).

S1.40-1984 - Specification for acoustical calibrators ($20.00).

S2.34-1984 - American National Standard guide to the experimental determination of rotation mobility properties and the complex mobility matrix ($33.00).

S.43-1984 - American National Standard criteria for evaluating flexible rotor balance ($20.00).

Working groups S1-2 on instrument specifications for measurement of acoustic intensity, and S12-21 on use of these instruments for measuring acoustic intensity and power, are both making good progress. Standards may be available in about two years.

A new working group S1-13 has the scope "The purpose of this working group is to prepare a document that standardizes the design frequency-domain response, both amplitude and phase, and the time domain response of the A-, B-, and C-weighting networks". Design equations will be given, and responses tabulated at the nominal values of the preferred frequencies from 1 Hz to 100 kHz. Tolerance will not be given because these should appear in instrument standards. A first draft is expected by early 1985.

The IEC 804 Standard on integrating-averaging sound level meters is now expected to be published in spring to summer of 1985.

13. CSA Committee on Acoustics and Noise Control.

The current status of some of the above IEC standards is as follows:

Table 4 - Status report up to 21st June, 1984

ANSI or IEC Designation	Title of Standard	Status of Standard	Liaison CAC/ISO TC43 Status of Rationale
S1.4-1983 (Revision of S1.4-1971)	Specification for sound Level meters	Endorsed by Z107	Guideline needed re IEC 651
S1.40-1984	Specification for acoustical calibrators	Z107 will ballot to endorse S1.40	—
S1.6-1984	Preferred frequencies, frequency levels and band numbers for acoustical measurement	Approved by ANSI/BSR May 1984	Should be considered for endorsing
S1.11-1966(R1976)	Specification for octave-band and fractional octave-band analog and digital filters	Endorsed by Z107	—
S1.11-draft		Ballot by S1. Major revision of S1.11-1966 (R1976)	Wait but should be considered
S1.13-1971(R1976)	Methods for measurement of pressure levels	Endorsed by Z107 Being revised by S1	—
651-1979	Sound level meters	Endorsed by Z107	Guideline needed re S1.4-1983
S1.31-1980	Precision methods ... Sound power levels ... Broadband noise sources ..	Endorsed by Z107 In harmony with ISO3741-1975	—
S1.32-1980	Precision methods ... Sound power levels ... Narrow-band and discrete frequency noise sources..	Endorsed by Z107 In harmony with ISO3742-1975	—

Table 4 - Continued

ANSI or IEC Designation	Title of Standard	Status of Standard	Status of Rationale
S1.33-1982	Engineering methods ... sound power levels ... in reverberation room	Approved by ANSI In harmony with ISO3743	Should be considered
S1.34-1980	Engineering methods ... sound power levels ... free field over a reflecting plane	Approved by ANSI In harmony with	Should be considered by Z107

Table 5 - Status report up to 4th October, 1984

Designation	Title of Standard	Status of Standard	Building Acoustics Status of Rationale
C635-83	Metal suspension systems for acoustical tile and lay-in ceilings	—	Standard is called for in the Can 2 - 92.1 - M77 acoustical units, prefabricated
C522-80	Airflow resistance of acoustical materials	—	—
E477-83	Duct liner materials and prefabricated silercers for acoustical and airflow performance	—	—
C367-83	Strength properties of prefabricated architectural acoustical tile of lay-in ceiling panels	—	—
E596-78	Laboratory measurements of the noise reduction of sound isolating enclosures	—	—
E577-77 (1981)	Architectural application and installation of operable partitions	—	—
E580-78	Application of ceiling suspension systems for acoustical tile and lay-in panels in areas requiring seismic restraint	—	—
E497-76 (1981)	Installation of fixed partitions of light frame type for the purpose of conserving their sound insulation efficiency	—	—

Table 5 - Continued

Designation	Title of Standard	Status of Standard	Status of Rationale
C636-76 (1981)	Installation of metal ceiling suspension system for acoustical tile and lay-in panels		See above
E795-81	Mounting test specimens during sound absorption tests	—	—
ANSI/ASTM C384-1977	Impedance and absorption of acoustical materials by the impedance tube	Endorsed	Revisions are underway in ASTM. ISO is putting together a working group to bring its standard up to date. (Another revision made in 1981)
ANSI/ASTM C423-1977	Sound absorption and sound absorption coefficients by the reverberation	Endorsed	Revisions are underway in ASTM. ISO standard is in final balloting stage. (Another revision made in 1981)
ANSI/ASTM E336-1977	Measurement of airborne sound insulation in buildings	Endorsed	Revisions are underway in ASTM
ANSI/ASTM E492-1977	Laboratory measurement of impact sound transmission through floor ceiling assemblies using the tapping machine	Endorsed	Revisions are underway in ASTM
ASTM E90-1981 (Revised 1982)	Laboratory measurement of airborne sound transmission loss of building partitions	Endorsed	—
E597-81	Determining single-number rating of airborne sound isolation for use in multi-unit building specifications	—	—

Table 5 - Continued

Desination	Title of Standard	Status of Standard	Status of Rationale
E413-73 (1980)	Determination of sound transmission class	—	—
ISO 140/1-1978	Acoustics - measurement of sound insulation in buildings and of building elements - Part I: Requirements for laboratories	—	—
ISO 140/2-1978	Acoustics - measurement of sound insulation in buildings and of building elements - Part II: Statement of precision requirement	—	Working group making a revision
ISO 140/3-1978	Acoustics - measurement of sound insulation in buildings and of building elements - Part III: Laboratory measurements of airborne sound insulation of building elements	—	—
ISO 140/4-1978	Acoustics - measurement of sound insulation in buildings and of building elements - Part IV: Field measurements of airborne sound insulation between rooms	—	—
ISO 140/5-1978	Acoustics - measurement of sound insulation in buildings and building elements Part V: Field measurements of airborne sound insulation of facade elements and facades	—	—
ISO 140/6-1978	Acoustics - measurement of sound insulation in buildings and building elements Part VII: Field measurement of impact sound insulation of floors	—	—

Table 5 - Continued

Designation	Title of Standard	Status of Standard	Status of Rationale
ISO 140/8-1978	Acoustics - measurement of sound insulation in buildings and of building elements - Part VIII: Laboratory measurements of the reduction of transmitted impact noise by floor coverings on a standard floor	—	—
ISO/R354-1963	Measurement of absorption coefficients in a reverberation room	—	Revision in final balloting stage
ISO 717/1-1982	Acoustics - rating of sound insulation in buildings and of building elements - Part 1: Airborne sound insulation in buildings and of interior building elements	—	—
ISO 717/2-1982	Acoustics - rating of sound insulation in buildings and of building elements - Part 2: Impact sound insulation	—	—
ISO 717/3-1982	Acoustics - Rating of sound insulation in buildings and of building elements - Part 3: Airborne sound insulation of facade elements and facades	—	—
ISO 3382-1975	Acoustics - measurement of reverberation time in auditoria	—	—
ISO 3822/1-1977	Acoustics - laboratory tests on noise emission by appliances and equipment used in water supply installations Part 1: Method of measurement	—	—

a) IEC 651 (1979): Sound Level Meters

Canada has submitted a proposal for the formation of a working group to draft an amendment for the confirmation of the design goal and to study the tolerance specifications of the A-weighting in the high frequency region. A similar ANSI draft is in the final stages.

b) Integrating-Average Sound Level Meters

During the 1983 meetings in Paris, it was agreed to publish a revised version of the document 29C (Central Office) 51 as an IEC standard entitled "Integrating-average sound level meters". It is likely to be called IEC 804 (to be confirmed), and it may be available by early 1985.

c) Noise Dosimeter

In 1981 after many years of work, the IEC SC 29C/working group II, submitted a draft document 29C (Central Office) 43 for voting under the Two Month's rule procedure. Due to objection to the unit $Pa^2.h$ used in sound exposure and the lack of dynamic range and crest factor (CF) capability, the above draft was withdrawn.

In 1983, based on the above document, the United Kingdom submitted an improved document 29C (UK) which is also to be the British National Standard. The CF capability is upgraded to 7 with a minimum dynamic range of 30 dB. By that time, technology has been advanced such that a dynamic range of over 50 dB can easily be achieved. Again, the IEC countries voted negative.

In view of the importance of the dosimeter and the latest technological advancement, it is very likely that the IEC working group may resume work on a new proposal.

d) Sound Calibrators

The document IEC (central Office) 57 - Sound Calibrators, has been

approved for publication. In this document, calibrators are specified in three classes: Class 0, 1 and 2 with sound pressure level tolerances of ±0.15, ±0.3 and ±0.5 dB, respectively. The standard also allows the manufacturers to express the calibrator output in terms of the equivalent free-field sound pressure level directly.

e) Condenser Microphones

Standards on condenser microphones are divided into three categories: i) Calibration procedure, ii) Specification for the microphones, and iii) Correction values for free-field applications. The first two categories of standards are currently under review by the IEC.

i) IEC SC 29C (Secretary) 9: Precision method for pressure calibration standard condenser microphone by the reciprocity technique (First Draft). (To replace IEC 327 which is only for one-inch microphones).

The above document has provision for both one-inch and half-inch microphones, and gives emphasis on the influence of environmental conditions on the sensitivity. However, information such as temperature and pressure coefficients as function of frequency are not available. NRC data on the ratio of specific heats in humid air should help to complete the above draft document in the future.

ii) IEC SC 29C/WG16 (Secretary) 5: Characteristics and specifications for condenser measurement and laboratory microphones. (First draft)

The above document is divided into two parts: (a) Laboratory standard (LS) microphones, and (b) Measurement microphones of normal (MN) and high (MH) sensitivities. A number after the above letter codes, such as 1, 2, 3 and 4 represent the corresponding microphone diameters of 23.77, 12.7 6.35 and 3.18 mm, respectively. By adding a letter P, F or D to represent Pressure, Free-field and Diffuse-field microphones, the

code describes the properties fo the microphone. For example, LS1P represents laboratory standard, one-inch, pressure microphone. The importance of this standard is based on the fact that one is able to classify microphones by just reading the codes and to consult the standard to obtain nearly all the specifications.

iii) IEC 655 (1979): Values for the difference between free-field and pressure sensitivity levels for one-inch standard condenser microphones

This standard gives the values which are to be added to the pressure sensitivity level of a microphone in order to obtain the free-field sensitivity level. Data are given for one-inch condenser microphones used without protective grids, for frequencies from 0.5 to 20 kHz, and for the conditions at normal incidence (0°) and grazing incidence (90°). The uncertainty of the data is $\pm$0.2 dB.

Future develoment of this standard may include data for one-inch and half-inch microphones used with the protective grids.

iv) IEC 486, 1974: Precision method for free-field calibration of one-inch standard condenser microphones by the reciprocity technique (Under review by WG12)

The above standard can only provide a brief guideline on free-field calibration of one-inch microphones. The uncertainty of the standard method is approximately 0.1 to 0.2 dB.

A similar IEC standard for half-inch microphones is still several years away from implementation. One of the difficulties is to obtain agreement on the acoustic centre for the half-inch configuration.

f) IEC 225 (1966): Octave, half-octave and third octave band filters intended for the analysis of sounds and vibrations (Under review by by WG18, Canadian Secretariat)

The above standard on filters has no provision in the new document for filters implemented with digital techniques. The first draft document (March 84) specifies filters of three degrees of precision, designated type 0, 1 and 2; all have the same centre values and differ only in the tolerances allowed. Tolerances generally broaden as the type number increases. The design goal transfer function (based on the Butterworth filter) will be provided to enhance applications in field of computer system simulation and theoretical analysis. The format of the transfer function is applicable to octave and any fractional octave filters. There are provisions for extension of the preferred centre frequencies, if necessary, for infrasonic and ultrasonic applications, and for a type classification to include existing filters which satisfied most of the pertinent requirements of the existing IEC 225 publication.

g) IEC SC 29C WG13: Head and Torso Simulator

The IEC Document 29C (Central Office) 52 is to be published as a report.

k) IEC SC 29C WG6: Ear Simulator for Insert Earphones

The above working group recommends that no amendment be made to IEC Publication 711. However, there could be a need for an occluded ear simulator with wider tolerances.

l) IEC 29C WG9: Ear Simulator for Cicumaural Earphones

An agreement has been reached on the dimensions and form of a coupler and frame for circumaural earphone calibration, and a document is under preparation.

m) IEC SC 29C WG19: Audiometers

This working group was set up in 1983 to revise IEC Publication 645.

n) IEC TC 29 WG16: Acoustic Measurement of Radiated Noise of Ultrasonic

Equipment

After voting, the document 29 (Secretariat) 69 which proposed to modify the A-weighting curve, was turned back to the working group for discussion, and the WG was asked to make proposals on the future status to TC 29.

o) New IEC Working Groups

There are three new IEC working groups:

i) IEC SC 29C WG20:

Instruments for measurement of sound intensity.

ii) IEC SC 29C WG21:

Calibration of sound level meters for use in a diffuse sound field.

iii) IEC TC 29 WG17: (Canadian Secretariat)

Measuring methods related to magnetic coupling of hearing aids to telephone sets.

The above working groups are in the process of inviting expert members from various countries.

APPENDIX

SEMAINE CANADIENNE D'ACOUSTIQUE
ACOUSTICS WEEK IN CANADA
Québec - 22 au 26 Octobre 1984

SYMPOSIUM 84

VOIR L'HORAIRE DETAILLE
SEE DETAILED SCHEDULE

THEME [A] (J.NICOLAS)
TECHNIQUES D'IDENTIFICATION DU BRUIT
NOISE IDENTIFICATION TECHNIQUES

THEME [B] (Y. CHAMPOUX)
REDUCTION DU BRUIT
NOISE REDUCTION

THEME [C] (G. LEMIRE)
ACOUSTIQUE PREVISIONNELLE ET MATERIAUX
PREDICTION MODELS AND MATERIALS

THEME [D] (G. WONG)
METROLOGIE ACOUSTIQUE
ACOUSTICAL METROLOGY

THEME [E] (R. HETU)
BRUIT ET AUDITION
NOISE AND HEARING

THEME [F] (N. LALANDE)
PHYSIO ET PSYCHO-ACOUSTIQUE
PHYSIO AND PSYCHOLOGICAL ACOUSTICS

THEME [G] (N. BOUDREAULT)
PHONATION ET PERCEPTION
SPEECH ANALYSIS AND PERCEPTION

THEME [H] (J. RENNIE)
ACOUSTIQUE APCHITECTURALE
ARCHITECTURAL ACOUSTICS

THEME [I] (M. AMRAM & G. MIGNERON)
ECRANS ET BRUIT COMMUNAUTAIRES
BARRIERS AND ENVIRONMENTAL NOISE

[P]
CONFERENCE PLENIERE
PLENARY SESSION

HORAIRE RESUME (CONDENSED SCHEDULE)

Mercredi 24 octobre (Wednesday, October 24) AM

	Salon FRONTENAC	Salon BELLEVUE	Salon PETIT FRONTENAC
9h00	A1 Rasmussen	B1 Sydenborgh	D1 Scory
9h25	A2 Lemire	B2 Nguyen	D2 Wong
9h50	A3 Hald	B3 Gosselin	D3 Rasmussen
10h15	Café		
10h45	A4 Plaud	B4 Benoit	D4 Chamberland
11h10	A5 Eldada	B5 Benoit	D5 Halliwell
11h35	A6 Leggat	B6 Savich	D6 Vruvides
12h00			

Jeudi 25 octobre (Thursday, October 25) AM

	Salon PIANO-BAR	Salon JACQUES-CARTIER
9h25	E7 Phaneuf	H1 Guy
9h50	E8 Hétu	H2 Guy
10h15	Café	
10h45	G1 Cohen	H3 Chawla
11h10	G2 Jacobson	H4 Moquin
11h35	G3 Santerre	H5 Yockell
12h00		

Vendredi 26 octobre (Friday, October 26) AM

	Salon JACQUES-CARTIER	Salon LAVAL	Salon ST-LOUIS
9h00	I1 Migneron	F1 Stinson	H6 Chvojka
9h25	I2 Droln	F2 Abel (Papsin)	H7 Bradley
9h50	I3 Blaney	F3 Hall	H8 Rennie
10h15	Café		
10h45	I4 Jung	F4 Foreman	
11h10	I5 Daigle	F5 Phaneuf	I7 Allard (J.-L.)
11h35	I6 De Hoering	F6 Tse	I8 Allard (J.-L.)
12h00			

Mercredi 24 octobre (Wednesday, October 24)PM

	Salon FRONTENAC	Salon BELLEVUE	Salon PETIT FRONTENAC
13h30	E1 Benwell	B7 Bengisu	C1 Nicolas (L'Espérance
13h55	E2 Hétu	B8 Bruneau	C2 Allard (J.-F.)
14h20	E3 Fillatrault	B9 Eldada	C3 Leclerc
14h45	Café		
15h15	E4 Lalande	D7 Sawan	C4 L'Espérance
15h40	E5 Behar	D8 Champoux	C5 Migneron
16h05	E6 Pandey		C6 McIntyre
16h30			

Jeudi 25 octobre (Thursday, October 25) PM

	Salon JACQUES CARTIER
13h30	P1 Leclerc
14h00	P2 Shaw
14h30	P3 Bruneau
15h00	P4 Lehmann
15h30	Café
16h30	Assemblée annuelle (annual meeting)
18h00	

	24 octobre Salle LE CHAMPLAIN
12h00 à 13h00	Buffet

	25 octobre Salle LE CHAMPLAIN
12h00 à 13h00	Buffet

	25 octobre Salle de BAL
19h00	Ouverture du bar
19h30	Banquet annuel (annual dinner)
21h00	Concert

SEMAINE CANADIENNE D'ACOUSTIQUE
ACOUSTICS WEEK IN CANADA
Québec - 22 au 26 Octobre 1984

THEME [A]

TECHNIQUES D'IDENTIFICATION DU BRUIT
NOISE IDENTIFICATION TECHNIQUES

(J. NICOLAS)

GATED INTENSITY MEASUREMENTS — A 1

G. Ramussen, BrÜel & Kjaer, Naerum, Denmark.

The use of gated intensity measurement is described and a few examples are given. The technic consists in measuring the intensity using a small time window during a cyclic event (diesel engine at any robiting machine). By moving that time window over the entire cycle it is possible to obtain a three D frequency spectrum describing one full cycle of the event.
This is a very powerful tool to study noise emission of rotating or reciprocating machinery and for quality control of engine on a production line.

COMPUTER SIMULATION OF IN SITU SOUND POWER MEASUREMENT VIA SOUND INTENSITY MEASUREMENT — A 2

G. Lemire, J. Nicolas

G.A.U.S., Université de Sherbrooke, Département de génie mécanique
Sherbrooke (Québec), Canada, J1K 2R1

Sound power measurement is a very interesting application of sound intensity measurement because, in theory, the measurement can be done on site whatever the acoustic field is. Sound power is obtained by the integration of the normal intensity over a surface that surrounds completely the source. Again in theory there is no constraint on the shape and size of this surface. But practice is different from theory. The required integration is generally approximated by a summation over a finite number of points, wnich induces some questions: type of surface?, how many points?, positions of these points?. Other questions arise from the limitations on sound intensity measurement itself, in progressive and non progressive fields. To study this problem we propose to simulate on a computer the measurement of sound power. The technique and some results will be presented.

THEORY

The sources involved are modeled by one or a set of point monopoles which may be coherent or incoherent. Each of these monopoles can be described by its velocity potential [1], $\phi(r,f)$, at distance r and frequency f. The total potential $\phi_t(r,f)$ results from the addition of all the monopoles potentials. The resulting pressure P and particule velocity U are then obtained by:

$$P(r,f) = -j\rho 2\pi f\, \phi_t(r,f) \qquad U(r,f) = \frac{\partial}{\partial r}\, \phi_t(r,f)$$

Sound intensity is given by Re (PU*). Exact intensity is obtained by inserting relations of P and U in this last relation. Estimated intensity is obtained when pressure P(r,f) is approximated by half the sum of $P(r_1,f)$ and $P(r_2,f)$ and when the velocity results from the approximation of the potential gradient $(\phi_t(r_2,f) - \phi_t(r_1,f))/\Delta r$, where $\Delta r = r_2 - r_1$ is the microphones separation distance. From these, exact source power, estimated (measured) source power and their difference can be derived. Also, by comparing estimated power via estimated intensity and/or via exact intensity to the exact power (numerical integration) in the presence or absence of external sources, the total error can be broken into the finite number of points effect, the estimation of intensity effect and the non progressive field effect. Difference between sound pressure and intensity levels may also be computed at each of measurement point.

This theory has been implemented in a set of computer programs whose variable parameters are: type and size of surface, number and locations of points, number, position, type and relative strengths of sources, microphones separation distance, phase mismatch and frequency. The presence of a hard reflecting plane is assumed and so of a coherent image source for each real source. The presence of more reflecting planes can be accounted for simply by adding image sources of the real sources as per these planes.

SOME RESULTS

To illustrate the possibilities of the technique, we present the results of the simulation of sound power measurement of a monopole in three different acoustic fields of increasing non progressivity. In all cases the source is 50 cm above a hard floor, 20 measurement points over a cubic envelope of 1 m sides centered on the source are used, Δr is set at 12 mm and the phase mismatch at -1^0 for all frequencies.

Case number 1 is where the source is in a semi-anechoic field. The total error vs frequency shows the same trend as the finite approximation error of sound intensity [2] and an extra dip that is due to the set of points used which do not match the directivity pattern of the resulting dipole.

Case number 2 is where the monopole is placed near a wall. The total error now shows extra waviness which is due to a more complex directivity pattern and to non progressivity of the field. Also the total error at low frequencies is increased especially below 115 Hz where the estimated sound power is negative.

Case number 3 is where a second wall is added to form a corner. The total error shows a general increase as well as new dips which are due to a more complex directivity and non progressive field. It is shown that a smaller phase mismatch is a strong requirement in non progressive field to minimize the error and avoid nonsense negative power levels.

REFERENCES

1. D.D. Reynolds, Engineering Principles of Acoustics (Allyn and Bacon, Boston, 1981).
2. J.K. Thompson, J. Sound Vib., 75, 229 (1981).

SPATIAL TRANSFORMATION OF SOUND FIELDS A 3

Jørgen Hald and Ole Roth

Brüel & Kjær
18 Nærum Hovedgade
2850 Nærum
Denmark

This article is a brief introduction into a method of spatial transformation of sound fields developed by Brüel & Kjær. This technique involves planar scanning across the source under examination, but contrary to the usual planar-scan method the new method is also applicable to non-coherent sound fields. Using the scan data obtained, the near field can be examined in terms of pressure, particle velocity and intensity, utilizing acoustic holography, while the more distant field can be determined applying Helmholtz' integral equation. In the following the calculation of the far field will be emphasized.

Fig. 1 depicts the geometry of the problem at hand. The noise source is assumed to generate a stationary stochastic sound field which is measured in the plane z = 0 in the near field zone.

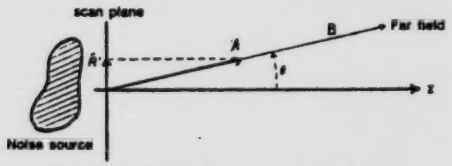


Fig. 1. Geometry of the problem

Vectors, $\underline{r}_i$, are used to characterize the grid of scan points in the scan plane z = 0, while $\underline{R}$ is a point in the far field region. R denotes a unit vector having direction $\underline{R}$, R' is the projection of R onto the xy-plane and θ the angle between the z-axis and R.

Using Helmholtz' integral equation it can now be verified that within a relatively small bandwidth $\Delta\omega$ centered at ω_0 the RMS pressure in the far field point $\underline{R}$ can be expressed as

$$p_{rms}^2(\underline{R},\omega_0) \approx \left(\frac{\cos\theta}{\lambda_0 R}\right)^2 \sum_i \sum_j G_{ij}\, e^{jk_0 \hat{R}'(\underline{r}_i - \underline{r}_j)} a_i a_j \qquad (1)$$

where a_i is the area of segment no. i around $\underline{r}_i$ and λ_0, k_0 the wavelength respectively wavenumber at frequency ω_0. G_{ij} is the cross spectrum between pressures at scan positions $\underline{r}_i$ and $\underline{r}_j$ measured with bandwidth $\Delta\omega$ at the center frequency ω_0.

The double summation in (1) appears after truncation and sampling of a double integration over the entire scan plane. The effect of this truncation and sampling on the accuracy is well-known from coherent planar scanning methods. As a minimum the truncated scan area should cover the source as seen from the far field points to be considered and the spacing between the scan positions (samples) is not allowed to exceed half a wavelength.

In order to calculate a radiation pattern using (1) ideally the entire NxN matrix

$$\underline{\underline{G}} = [G_{ij}] \qquad (2)$$

of cross spectra between measurement points in the measurement plane should be measured.

However, in cases where the number of independent sources with the bandwidth of interest is small, and the bandwidth itself is relatively small, matrix $\underline{\underline{G}}$ will have a number of significant eigenvalues much less than N.

The significant eigenvalues and eigenvectors can be estimated by measuring cross spectra from each of a number of reference points evenly distributed over the scan area to all scanning points $\underline{r}_i$, and in addition cross spectra between pairs of reference points. This will reduce the over-all measuring effort significantly.

After a slight conversion the measurement data used in far field calculations can be applied to acoustic holography, which was introduced by Williams and Maynard for application in connection with monochromatic fields. After conversion, the noise field is represented by a set of coherent sound fields. Holography allows estimation of the sound field in the space between the scan plane and the source.

Fig. 2 shows schematically an arrangement for collection of the necessary measurement data. A linear array in connection with a multiplexer is used for scanning the measurement area, which reduces the mechanical scanning. The reference microphones are also connected to a multiplexer and remain stationary during the scanning procedure. A modified 1/3 octave real-time intensity analyser measures cross spectra. The entire measuring and data acquisition procedure is controlled by a controller/graphics printer. Between measurements this unit can be used for calculating and plotting far fields and possibly also for acoustic holography.

Fig. 3 shows the results of a measurement performed on two loudspeakers fed from the same white noise generator but with a time delay between them. The scanning area was positioned at a distance of about 20 cm from the front of the loudspeakers and covered by 8x12 measurement points at 10 cm intervals. Four reference microphones were placed close to the scan plane and distributed evenly throughout the area. The solid curve indicates the calculated far field at 1000 Hz at a distance of 3.5 m, while the added points indicate the corresponding far field pressure measured directly. The displacement of the minimum can be readily explained as directional misalignments during the far field measurements. The decrease in measured pressure toward the right leg of the curve is probably due to the fact that the measurement points were located close to an absorbing wall.

The method has been applied successfully to far field calculations and holography of rather complicated sources such as a tractor engine, a car engine, a rectangular plate excited with white noise by means of a vibration exciter and a set of loudspeakers connected to several independent sources.

Reference:
Williams, E.G., Maynard, J.D. and Skudrzyk, E.: "Sound source reconstruction using a microphone array". JASA 69, 340-344 (1980).

RADIATION ACOUSTIQUE D'UNE POUTRE INFINIE A 4

J.B. Piaud

G.A.U.S., Génie mécanique, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada, J1K 2R1

Une méthode de mesure de la déformée d'une poutre par l'approche ondulatoire est proposée afin de déterminer, dans un deuxième temps, la radiation acoustique qui en résulte. Nous bornerons notre étude au cas des ondes de flexion qui sont responsables dans bon nombre de cas, de la majeure partie du rayonnement acoustique. Les cas étudiés seront ceux qui s'intègreront dans le cadre de la théorie de Bernoulli

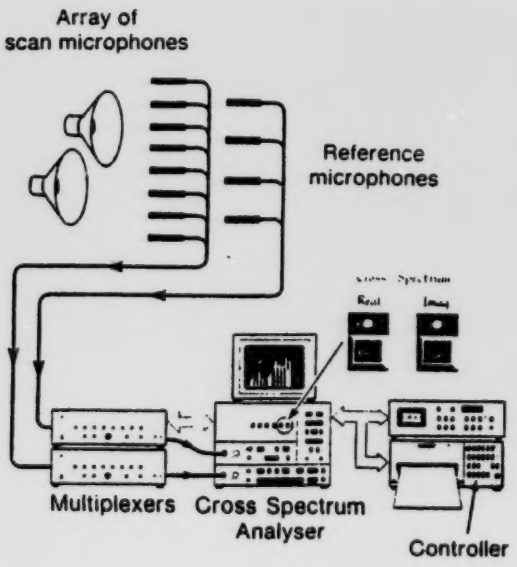


Fig. 2: Configuration for collection of scan data

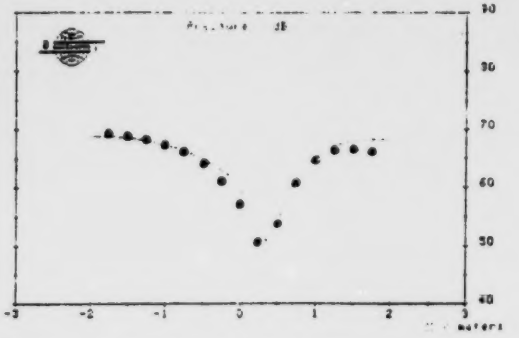


Fig. 3: Calculated and measured (◎) far field at at distance z = 3.5 m from two loudspeakers

EQUATION DE LA DEFORMEE DE LA POUTRE

Avec les hypothèses faites ci-dessus, l'équation de la déformée s'écrit:

$$EI \frac{\partial^4 \eta}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} = 0$$

E : module d'Young
I : moment quadratique
ρ : masse volumique
S : section de la poutre
η : déplacement vertical

La solution de cette équation s'exprime donc de la manière suivante, pour une fréquence f donnée:

$$\eta(x,t) = [A_1 e^{-kx} + A_2 e^{-ikx} + A_3 e^{ikx} + A_4 e^{kx}]\, e^{i2\pi ft}$$

$$k : \text{nombre d'onde} = \left(\frac{\rho S}{EI}\right)^{\frac{1}{4}} (2\pi f)^{\frac{1}{2}}$$

En se plaçant dans le champ lointain de la poutre, i.e. à environ une longueur d'onde de ses extrémités, la solution peut s'approximer de manière fort convenable, à la fonction

$$\eta(x,t) = [A_2 e^{-ikx} + A_3 e^{ikx}]\, e^{i2\pi ft}$$

Si le spectre est autre que monochromatique nous avons donc une dépendance des coefficients par rapport à la fréquence. On utilisera donc

$$\eta'(x,f) = A_2(f) e^{-ik(f)x} + A_3(f) e^{ik(f)x}$$

On remarque donc que les 2 paramètres importants à connaître sont $A_2(f)$ et $A_3(f)$ ($k(f)$ pouvant être évaluée à partir de la connaissance de la géométrie de la poutre et du matériau qui la constitue).

La mesure de ces 2 coefficients peut être réalisée à l'aide d'une paire d'accéléromètres fixés sur la poutre et espacés d'une distance Δ fonction de la plage de fréquences d'excitations étudiée. On exprimera le module de A_2 et A_3 ainsi que la phase entre les deux à partir des autospectres et spectres croisés des signaux des deux accéléromètres.

Une seule mesure nous permet donc de calculer A_2 et A_3 et nous autorise à connaître la distribution des accélérations le long de la poutre, dans la mesure où l'hypothèse du champ lointain est respectée. Ceci nous donnera le champ de pression avec l'aide de la formule de Huygens-Rayleigh

$$p(r) = \frac{\rho}{2\pi} \int_{S(R_0)} \ddot{\eta}(R_0) \frac{\exp(ik|R-R_0|)}{|R-R_0|} dS(R_0)$$

et nous permettra ainsi de connaître l'intensité acoustique le long de la poutre à l'aide d'une méthode numérique appropriée.

CONCLUSION

L'approche ondulatoire pour l'analyse des vibrations mécaniques permet de déterminer la déformée de la poutre par un nombre restreint de mesures, et ainsi son rayonnement acoustique. On peut en déduire aussi plusieurs autres paramètres tel que le coefficient de réflexion à l'extrémité, l'énergie vibrationnelle transitant dans la poutre. Ces paramètres pouvaient être intéressants pour la localisation des sources d'excitation et la mesure de l'efficacité d'un amortisseur quelconque.

REFERENCES

[1] R.G. While and J.G. Walker, "Noise and Vibration", University of Southampton, England.
[2] M.C. Junger and D. Feit, "Sound, Structures and Their Interaction", MIT Press.

TITLE : MODAL ANALYSIS OF AERODYNAMIC NOISE IN LARGE DUCTS A 5

AUTHORS: Eldada M.V., Bangiau T.M., Chamberland C.; Silentec Consultants

ADDRESS: 785 Plymouth suite 304
Mont-Royal, Que., H4P 1B2

INTRODUCTION

Aerodynamic noise reduction in ducts can be acheived by inserting a silencer (passive control) or by feeding out-of-phase noise through loudspeakers mounted on duct surface (active control). The selection of most suitable noise control technique for a given application depend on a number of factors. A major selection criterion is the propagation modes in the frequency range of interest. Active control is more suitable for lower frequencies propagating in plane wave mode whereas passive control is more suitable for higher frequencies propagating in high order propagation modes. For any regular duct cross section and frequency, the permissible propagation modes can be calculated. What remain to be determined is wich modes are actually excited and how much percentage energy is carried by each mode at a given frequency. To answer these questions, a modal analysis technique has been developped and is presented hereafter. It consists of (1) measuring acoustic pressure transfer functions along a duct cross-section (2) calculating the coeficient of each permissible propagation mode at the specified frequencies. This technique is presented through an example.

MEASUREMENT

Measurements were performed along a cross section of a 15ft. diameter 180ft long circular inlet duct of a forced draft fan. One micrphone was surface mounted and used as a reference. A second boom microphone was scanned every foot and 20° along cross section. Acoustic pressure transfer function was measured at each position along scan.

COMPUTATION

For each frequency of interest, the pressure magnitude and phase distributions along the said cross section are fed to an HP-9816-S computer loaded with a modal analysis program . This was written by Silentec in Fortran 77. The said program contains the solution to the wave equation in cylindrical waveguides. This is done according to the classical separation of variables method with rigid duct walls as boundary conditions. The normal modes of propagation are hence defined. By performing the orthogonality integral between each normal mode function

and the measured complex pressure distribution, the coeficient of each propagation mode is obtained. These coeficients are indicative of the percentage energy transported by each acoustic propagation mode. The expression is a follows:

$$K_{Rm,n} = \frac{2\,\alpha^2_{m,n}}{a^3\pi(\alpha^2_{m,n} - m^2)\,J^2_m(\alpha_{m,n})} \int_{-\pi}^{\pi}\int_{0}^{a} P_R\, r\, J_m\left(\frac{\alpha_{m,n}\, r}{a}\right) \cos(m\theta)\, dr\, d\theta$$

$$K_{Im,n} = \frac{2\,\alpha^2_{m,n}}{a^3\pi(\alpha^2_{m,n} - m^2)\,J^2_m(\alpha_{m,n})} \int_{-\pi}^{\pi}\int_{0}^{a} P_I\, r\, J_m\left(\frac{\alpha_{m,n}\, r}{a}\right) \sin(m\theta)\, dr\, d\theta$$

$$K^2_{m,n} = K^2_{Rm,n}\ K^2_{Im,n}$$

Where:

$K_{Rm,n}$, $K_{Im,n}$: Real and imaginary parts of coefficient of normal mode of order m,n
P_R, P_I : Real and imaginary parts of measured pressure distribution
J_m : Bessel function of order m
$\alpha_{m,n}$: Roots of first derivation of J_m

r = radial variable, θ = angular variable, a = duct radius

Modal coeficients accuracy was cheked by calculating the combined pressure distribution and comparing it to the measured distribution. The distribution is calculated by adding the pressure distributions from each normal mode multiplied by its coeficient as follows:

$$P(r,\theta) = \sum_{m=0}^{\infty}\ \sum_{n=0}^{\infty} J_m\left(\frac{\alpha_{m,n}\, r}{a}\right)\left(K_{Rm,n}\cos(m\theta) + i\,K_{Im,n}\sin(m\theta)\right)$$

RESULTS

Results are shown in the annexed graph for seven frequencies of interest. One can observe that in low frequencies (30Hz), plane wave mode (m,n = 0,0) is important whereas higher modes do not propagate. At higher frequencies (60,80, 95, 120, 180 Hz) the principal propagating mode is (m,n = 2,1). Other higher modes are present, some of wich are evanecent, meaning they decay exponentially downstream the duct.

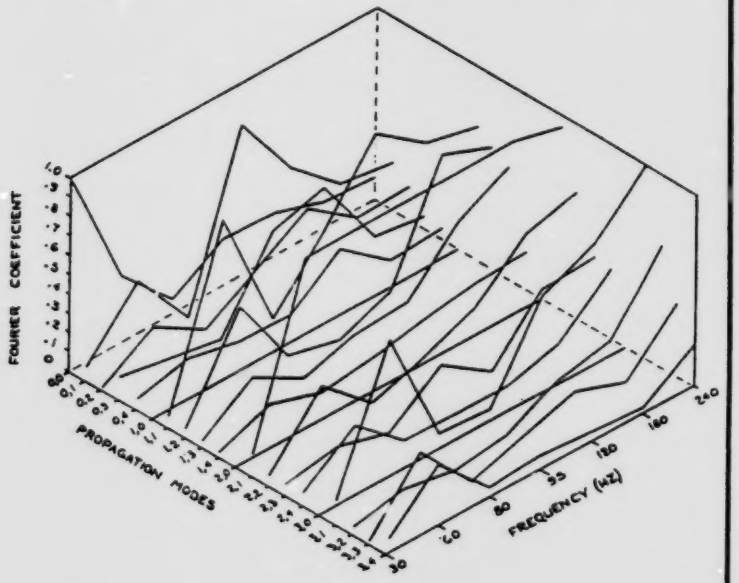
ERRORS

Errors in modal coefficient calculation are estimated to ± 10%. This is due to a number of factors, mainly: (1) Measurement errors from boom microphone positoning during scanning.(2) Measurement of evanecent modes excited by duct irregularities, especially if located within 3 diameter away. (3) Number of measurement points should comply with Nyquiest criteria of two samples per cycle of the highest mode of interest. (4) Aerodynamic noise generated by flow around microphone must be 10 dB less than fan noise. (5) Linear interpolation between measurement points yield a higher computation error at the integration stage than quadratic interpolation. This could be offset by increasing the measurement points.

CONCLUSIONS

The reported modal analysis technique is usefull to characterize sound propagation in ducts of various sizes. It indicates wich propagation modes are exicted and wich need be suppressed. More research and modifications are required to better interpret the results and errors, and to generalize it applicability, mainly:

- Develop a motorized airfoiled scanning boom microphone system.
- Improve computer program by using quadratic integration algorithm and by streamlining it to reduce computation time.
- Generalize program for three dimensional modal analysis of duct network of arbitrary shape and cross-section.



TITRE/TITLE: DIAGNOSTIC METHODS TO DETERMINE SOURCES OF UNDERWATER PROPELLER NOISE A 6

AUTEURS/AUTHORS: L.J. Leggat and N.C. Sponagle

ADRESSE/ADDRESS: Defence Research Establishment Atlantic
P.O. Box 1012
Dartmouth, N.S.
B2Y 3Z7

INTRODUCTION

During the past several years, research has been underway at the Defence Research Establishment Atlantic (DREA) to determine the fundamental characteristics of the underwater noise generated by the various types of cavitation produced by marine propellers. The most common types of cavitation which develop in the low pressure regions on and near the propeller are vortex cavitation (cavitation in the low pressure core of concentrated vortices), sheet cavitation (cavitation resulting from low pressure peaks at the leading edges of propeller blades), and bubble cavitation (cavitation produced by low pressures in the mid-chord region of propeller blades). As each type of cavitation is produced by a different hydrodynamic flow condition, it is conceivable that each may exhibit unique acoustic properties. In practice, however, a marine propeller may generate all three cavitation types simultaneously, when operating at its design condition; and so discrimination of the relative intensity and spectral content of the noise generated by each type of cavitation is impossible using only far-field measurements.

THEORY

To provide a means of discriminating the contribution to the far-field levels from different cavitation types, the cross-correlation methods developed for aero-acoustic investigations[1,2] have been extended. As cavitation noise is primarily monopole in nature, the higher order dipole and quadrupole terms of Curle's equation[3] can be neglected. The aerodynamic noise theory was developed to provide a means of interpreting cross-correlations between near-field pressure gradient and far-field pressure measurements[4]. The resulting acoustic source strength is given by

$$\frac{\overline{dF^2}}{dS} = -\frac{1}{4\pi x}\left[\overline{\nabla p_n \, p(\tau)}\right]_{\tau = x/a_o}$$

where a_o = speed of sound,
p = far-field acoustic pressure,
∇p_n = normal pressure gradient,
S = surface,
x = distance from source point to the far-field hydrophone, and
τ = retarded time delay between two realizations of fluctuating variables.

EXPERIMENTS AND RESULTS

Three experimental propellers were designed to operate in the DREA cavitation noise facility (Figure 1): a floating barge located in Bedford Basin, giving a non-reverberant test environment. The propellers produced various combinations of bubble, tip vortex and hub vortex cavitation. The spatial distribution of acoustic sources in the near-field and the relative source strength of the cavitation types were determined by moving a near-field, pressure gradient hydrophone axially and slightly outside the propeller wake, from 250 mm upstream of the propeller to 1500 mm downstream (Figure 2).

Some typical results are shown in Figure 3 for a propeller producing tip vortex cavitation only. At low speeds (600 rpm) near cavitation inception, noise is produced in the region of vortex cavitation collapse only. At a slightly higher speed (700 rpm) above cavitation inception, noise is produced at the blade and in the collapse region with almost equal source strength. At high speed (1670 rpm) the propeller noise is dominated by the downstream collapse region. Figure 4 shows source strength distributions before and after bubble cavitation inception. Both hub and tip vortex cavitation are present on the blade at both rpm. The bubble cavitation inception produces an increase in source strength at the propeller plane, but the vortex collapse region is still the dominant source.

CONCLUDING REMARKS

The results show that the cross-correlation method provides a useful method for determining the spatial distribution of acoustic sources associated with propeller cavitation noise. Not only can source regions be identified, but also the relative acoustic source strength of different cavitation types can be determined.

Indications are that fully developed tip vortex cavitation can be a strong source of underwater noise, with most of the noise originating from a location downstream where the vortex cavitation collapses. Bubble cavitation is also an efficient noise source; however, its acoustic source strength is not as great as that associated with the collapse of fully developed vortex cavitation.

REFERENCES

1. Siddon, T.E., "Surface Dipole Strength by Cross-Correlation Method", JASA, Vol. 53, No. 2, 1973.

2. Leggat, L.J., Siddon, T.E., "Experimental Investigations of the Aeroacoustic Mechanism of Rotor Vortex Interactions", JASA, Vol. 64, No. 4, Oct. 1978.

3. Curle, N., "The Influence of Solid Boundaries on Aerodynamic Sound", Proc. Roy. Soc. (London), Ser. A231, 1955.

4. Leggat, L.J., Sponagle, N.C., "The Study of Propeller Cavitation Noise Using Cross-Correlation Methods", ASME International Symposium on Cavitation Noise, Phoenix, Winter Annual Meeting, 1982.

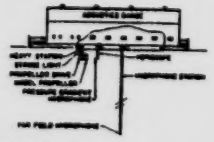


FIGURE 1
EXPERIMENTAL SET-UP
AT DREA ACOUSTICS BARGE

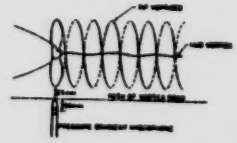


FIGURE 2
ARRANGEMENT FOR
AXIAL WAKE TRAVERSE

FIGURE 3
SOURCE STRENGTH DISTRIBUTION
TIP VORTEX PROPELLER NO. 1

FIGURE 4
SOURCE STRENGTH DISTRIBUTION
BACK BUBBLE PROPELLER

THEME [B]

REDUCTION DU BRUIT
NOISE REDUCTION

(Y. CHAMPOUX)

TITRE/TITLE: THE ECONOMICS OF NOISE ABATEMENT B 1

AUTEUR/AUTHOR: Winston V. Sydenborgh

ADDRESSE/ADDRESS: 1243 Redbank Crescent
Oakville, Ontario
Canada L6H 1Y4

An insight into the marketplace, its magnitude and potential benefits. What should the role of the C.A.A. be in this marketplace?

INTRODUCTION

The noise pollution abatement market includes the investigation and study of noise pollution, the research and development of noise reduced products, noise abatement product improvements, and enforcement monitoring.

This market is not a new market as there are existing noisy products in the fields of transportation, construction and industry in an already established market.

Noise abatement products will carve a healthy slice from this current market, as they replace their noisy older brothers. Because of the uniqueness of this market, it has been necessary to establish guidelines as to what fields ought to be included, defining the problems and requirements, and what products to exclude in order to set the parameters for the market.

The estimates of market volume are based upon the projection of the existing product markets and applying a penetration factor for noise reduced products, and factoring out the included cost for noise abatement in product improvement.

As in any market forecast, the size and timing are dependent upon any number of unforeseen events which can push or pull the market in almost any direction.

Economic conditions and political expediencies play a major part, together with public apathy which sees noise pollution as a by-product of our advancing civilization.

The noise abatement market consists of eight segments: R & D, road transportation, rail transportation, air transportation, construction, industrial manufacturing, home and office, and enforcement monitoring. Some of these segments can be divided again.

THE ECONOMICS OF NOISE ABATEMENT

All of the above are part of a market that is growing at a steady pace. Its present value in Canada is approximately $300 million in the year 1984 and should reach $800 million by the year 1990. Still very small in the overall economic output of this country, but it will go a long way in at least stemming the increase of approximately one decibel a year of the noise levels in our cities. Yes, maybe we can turn the tide and actually reduce our environmental noise level by working together in research and education, sales and marketing, monitoring and prevention, manufacturing and consumers. What we need is cohesive management to tie all areas together and move them in the same direction and towards the same goal: the health and well-being of our fellow human beings. The Canadian Acoustical Association, as a grass-roots organization, can provide that kind of "goal" management into the twenty-first century.

NOISE CONTROL IN NEW PLANT DESIGN - A PROGRESS REPORT B 2

P. Nguyen

Noranda Research Centre
240 Hymus Boulevard
Pointe-Claire, Québec
H9R 1G5

Over the last ten years in particular, concerted efforts have been made by Noranda Group companies to control or eliminate noise problems in existing operations. In the case of new plants, there is an opportunity to control noise at little or no additional cost by taking full advantage of available plant design and construction options and by purchasing "quieter" equipment.

With this objective in mind, Noranda Research Centre, in collaboration with Corporate Engineering, developed a comprehensive procedure for defining optimum noise controls in the design and construction stage (Figure 1.)

There are five key steps:

1. Noise levels are predicted, based on equipment lists, plant layout and noise data for similar operations.
2. Potential noise problems are identified, using existing and likely future noise regulatory criteria and the predicted noise levels.
3. Noise control cost estimates are made for controlling the potential noise sources.
4. Construction-related noise controls are defined using conventional techniques.
5. Noise specifications are set for new equipment which will be purchased for the project.

This presentation describes the results to date in applying this procedure during the engineering of a new mine and mill which is scheduled to start up at the end of 1984.

TITRE : APPLICATION DE L'INTENSIMÉTRIE À LA RÉDUCTION DU BRUIT DANS UNE CENTRALE HYDRO-ÉLECTRIQUE

B 3

AUTEUR : Blaise Gosselin, ing. M.Sc.A.

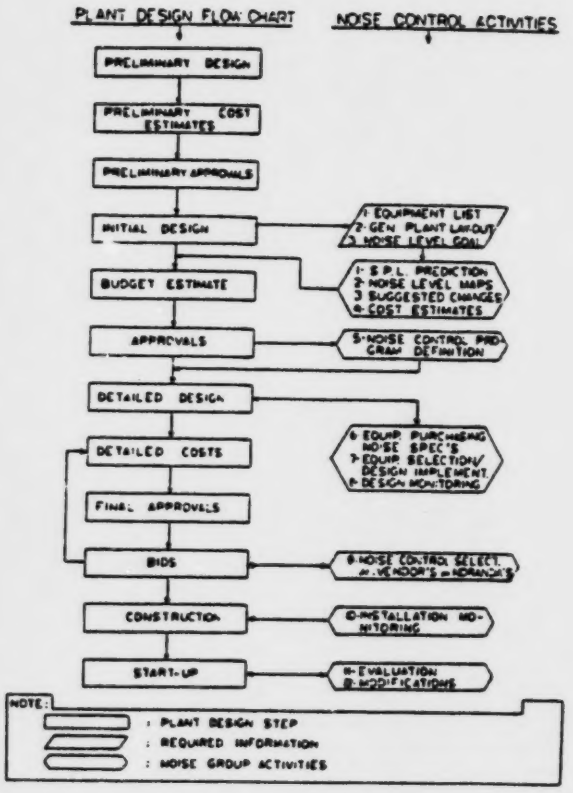
ADRESSE : Hamel, Beaulieu & Associés
150, rue Marchand, bur. 600
DRUMMONDVILLE (Québec)
J2C 4N1

Tél.: 819-478-8191

Les techniques d'intensimétrie ont été utilisées pour réaliser une étude de faisabilité de réduction du bruit dans une centrale hydro-électrique. Chaque type d'équipement susceptible d'émettre une quantité importante d'énergie acoustique a fait l'objet d'investigation consistant à mesurer la puissance acoustique en bande 1/3 d'octave et de la stoker sur disquette. La méthodologie des mesures consiste à faire une boîte imaginaire autour de la composante à l'étude, de diviser chacune des surfaces de la boîte en sous surfaces, de mesurer l'intentisé acoustique au centre de ces dernières pour finalement calculer la puissance acoustique.

Les principales sources de bruit mesurées sont: couvercles d'alternateur (102,5 dBA), sorties d'air (102 dBA), portes d'accès aux alternateurs et

FIGURE 1 - NOISE CONTROL ACTIVITIES IN NEW PLANT DESIGN



Noranda Inc.

aux puits de turbine (96,1 dBA), les hydro-éjecteurs (96 dBA), les excitatrices (95,3 dBA), les portes d'accès aux aspirateurs de turbines (92,2 dBA) et les conduits forcés (91,7 dBA).

Comme la centrale comprend cinq (5) groupes, la plupart des équipements existent en cinq (5) exemplaires. Il a donc été possible de mesurer la puissance acoustique des équipements similaires pour fin de vérification et de comparaison. Les résultats obtenus se sont avérés très concluants. Dans la plupart des cas, les fluctuations étaient inférieures à 1 dBA.

Des cartes de distribution de la puissance acoustique ont été tracées en laboratoire en utilisant les données stockées sur disquette. Ces cartes ont permis de déterminer distinctement que les joints des couvercles des alternateurs, les joints des portes des excitatrices et les changements de section des hydro-éjecteurs étaient des sources de bruit importantes et nécessitaient des traitements localisés.

Suite aux investigations, les objectifs de réduction du bruit ont été évalués pour chaque type d'équipement. Il a alors été plus facile de déterminer les solutions à adopter pour abaisser le niveau sonore. Elles consistaient principalement à traiter les joints des couvercles des alternateurs et des portes des excitatrices, à envelopper les sections bruyantes des hydro-éjecteurs, à ajouter des atténuateurs aux sorties d'air et à changer les portes d'accès aux alternateurs et aux points de turbine.

Les résultats ont prouvé qu'il était possible de réduire l'importance des traitements en utilisant les techniques d'intensimétrie puisque certaines sources localisées n'auraient pu être décelées en utilisant simplement la sonométrie.

REDUCTION DU BRUIT DANS LES FILATURES B 4

J.F.N. René Benoît

G.A.U.S., Département génie mécanique, Université de Sherbrooke, Sherbrooke (Québec), Canada, J1K 2R1

INTRODUCTION

Le filage à anneaux est un des procédés les plus bruyants du secteur des textiles primaires. Plusieurs auteurs [6,7,8] ont montré qu'il existe une très grande variété de modèles de métiers à filer et une multitude de paramètres qui influencent les caractéristiques et le niveau de bruit. Quelques études [1,3,4,5] ont mis en relief l'importance relative de diverses sources de bruit. L'interaction des broches avec différents types de rails, qui constitue dans beaucoup de cas une source majeure [1,2,5], n'a cependant pas fait en soit l'objet d'étude approfondie. Cette communication présente les objectifs de cette étude, la mise au point d'un banc d'essai et les premiers résultats qui nous permettent de quantifier la puissance acoustique de différents sous-systèmes. Plusieurs modèles de broches et de rails sont étudiés avec les méthodes d'intensimétrie et de cohérence. Nous présenterons également les perspectives futures quant à la réduction du bruit.

OBJECTIFS

L'objectif majeur de cette étude consiste à quantifier l'effet de l'interaction des broches et de la rail qui les supporte. Selon le type de broches et de rail nous avons déjà observé que cet effet est plus ou moins marqué. On pourra cependant en dégager un modèle empirique qui permette de prédire la puissance acoustique de cette section fondamentale de la machine en fonction de la vitesse des broches, de leurs types et du modèle de poutre qui les supporte. Avec ces données de puissance acoustique, on pourra choisir la combinaison broches-rail qui satisfasse les besoins de production et les critères de coût relatif aux modifications, tout en minimisant le niveau de bruit dans les filatures.

BANC D'ESSAI

N.D. Stewart [1] a fait de nombreuses mesures de pression acoustique sur une douzaine de modèles de métiers à filer, industriels ou de laboratoire. Cependant le banc d'essai pour l'étude de broches en chambre anéchoïque ne comportait qu'une broche à la fois avec un seul type de poutre pour tous les essais et aucune donnée de puissance acoustique n'est disponible. Le niveau de pression acoustique, compte tenu du nombre et de la variété des composantes d'un métier à filer, ne permet pas de quantifier l'effet spécifique de l'interaction broches-rail. Un métier à filer industriel n'est pas suffisamment versatile et demanderait des modifications parfois très élaborées pour contrôler les nombreux paramètres de vitesse, de types de broches, type d'entraînement, type de rail, portées entre les supports, et distance inter-broche notamment.

Nous avons donc conçu un montage très versatile [photo] dont les caractéristiques nous permettent d'interchanger les broches, les rails, la distance des supports, d'obtenir des vitesses variant entre 500 et 25000 RPM et de modifier la rigidité du bâti. On peut reproduire la plupart des conditions d'opération des métiers à filer industriels de différents modèles en éliminant les sources de bruit déjà connues comme les systèmes d'aspiration, et le système anneaux-curseur.

MESURE DE PUISSANCE ACOUSTIQUE ET RESULTATS

Grâce à l'intensimétrie on peut calculer la puissance acoustique des composantes individuellement sans que les autres sources n'affectent significativement le résultat. On observe sur la Fig. 1 que le niveau de pression acoustique ne nous permet pas de discriminer les sources. Cependant avec la puissance acoustique, on constate qu'à partir de 13 KRPM, la poutre génère plus de puissance que les 4 broches "NEW ERA". Lorsque des broches SMM12, de conception récente (Suisse), sont utilisées, on remarque sur la Fig. 2 dans ce cas, que la poutre est toujours plus sonore. La Fig. 3 montre une différence supérieure à 11 dBA de la puissance acoustique, entre les deux modèles de broches. L'énergie sonore émise par la même poutre est de 7 à 12 dBA inférieure lorsque des broches SMM12 sont installées. Il est intéressant de noter que la pente de la courbe (Fig. 1, Lw poutre seule) est d'environ 1.6 dBA/1000 RPM et que cette pente (Fig. 2, Lw poutre) lorsque la poutre est excitée par des broches SMM12, n'est que de 0.3 dBA/1000 RPM, près de 5 fois moins.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Grâce à l'intensimétrie on peut quantifier la puissance acoustique des différents sous-systèmes d'un métier à filer. Grâce à cette possibilité et au montage conçu, nous pourrons en dégager un modèle qui prédise l'effet des modifications et solutions pour réduire le bruit. De plus, avec ce banc d'essai, il sera maintenant faisable de choisir le type de broches ou la combinaison broches-rail qui génère le minimum de bruit.

REFERENCES

[1] Stewart N.D., "Analysis and Control of the Noise of Textile Ring-Spinning Frames", Thèse de doctorat, Dept. of Mechanical and Aerospace Engineering, North Carolina State University, Raleigh (1981).

[2] L.W. Foster, "One Stage and Two Stage Vibration Isolators as Applied to Hight Speed Textile Spindles to Achieve Noise Reduction", ASME, Journal of Mechanical Design, 100 (Jan. 1979).

[3] N.D. Stewart and J.R. Bailey, "Noise Reduction on Textile Ring-Spinning Frames", ASME, Design Engineering Technical Conference, St-Louis (Sept 10-12, 1979).

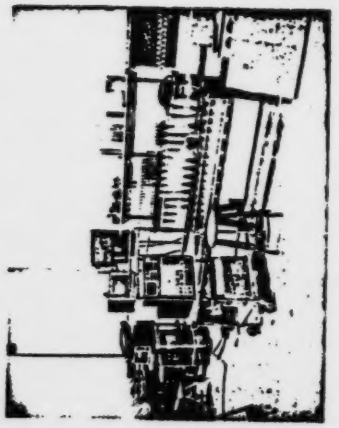
[4] R.A. Rietsema, "Lowering of the Noise Level of Textile Spindles", J.T.N., 99-100 (December, 1977).

[5] R. Crawford, "Noise Control on Textile Machinery", Noise Controle and Vibration Reduction (Nov. 1972).

[6] P.R. Lamb, "Principles of the Control of Noise From Textile Machinery, and Possible Ways of Simple, Cheap and Effective Noise Reduction", Paper Read to the Conference on Noise in the Textile Industry at the CSIRO Division of Textile Industry; Geelong (April 18, 1980).

[7] D.E.A. Plate, "Noise in the Mill", Textile ASIA (October 1980).

[8] P.D. Emerson and H. Speight Overman, "Reduction of Noise from Rotating Textile Spindles", American Industrial Hygiene Association Journal (Avril, 1972).



Banc d'essai, Université de Sherbrooke

FIG.3 Lw BROCHES vs RPM

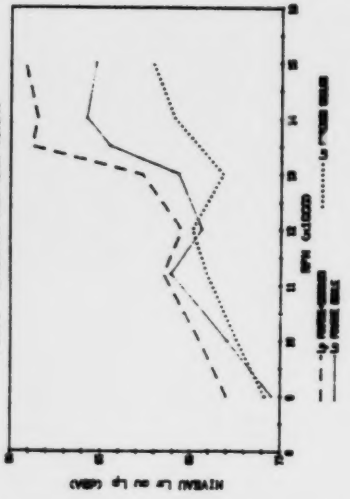


FIG.1 4BROCHES"NEW ERA"vsRPM

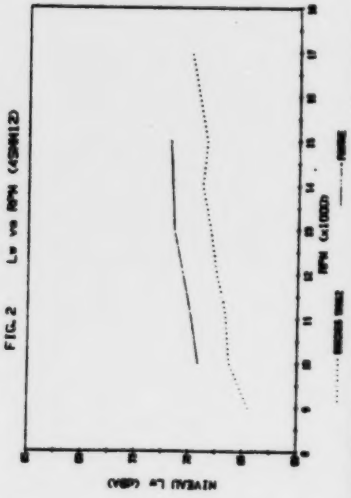


FIG.2 Lw vs RPM (4SMM12)

REDUCTION DU BRUIT D'UN ASPIRATEUR DE TETE DE METIER A FILER B 5

J.F.N. René Benoît

(see page A-34)

G.A.U.S., Génie mécanique, Université de Sherbrooke, Sherbrooke (Québec)
Canada, J1K 2R1

INTRODUCTION

Dans l'industrie textile, le procédé de filage à anneaux s'avère un des plus bruyant. La plupart des métiers à filer comportent un aspirateur de fil situé à une des extrémités de la machine. Ce système constitué en général d'un ventilateur radial apparaît fréquemment comme une source majeure de bruit [2]. Une étude antérieure,de l'Université de Sherbrooke à l'usine Tissage Magog de Dominion Textile [1], concluait que le système d'aspiration était une des sources majeure du bruit, plus particulièrement dans les gammes de fréquence 1/3 d'octave de 315 et 400 Hz. Les principales contraintes associées à l'installation de l'usine et à la production sont: 1º- évacuation de l'air vers le bas, 2º- espace réduit, 3º- minimum de perte de charges, 4º installation simple et amovible, 5º- coût inférieur à 500$ par machine. Afin d'éliminer complètement cette source de bruit, nous avons fixé comme objectif minimum une réduction du bruit de 10 dBA sur l'aspirateur seul.

EVALUATION D'UN SILENCIEUX DE TYPE REACTIF

La compagnie Dominion Textile nous a demandé d'évaluer un silencieux réactif proposé par Seabrooke. Ce modèle relativement compact pouvait s'installer dans l'espace disponible mais restreint sous l'aspirateur [photo #1]. Cependant nous avons mesuré en usine une efficacité d'à peine 3.5 dBA, ce qui se traduisait par une très faible réduction de 0.5 dBA dans la zone des aspirateurs lorsque la machine complète était en opération. Les essais sur un montage en laboratoire ont montré que le silencieux produisait une forte directivité et une réduction du bruit variant entre 0.5 dBA et 8 dBA selon la position et la charge statique du ventilateur. Cette solution fut donc rejetée.

MODIFICATION DE L'ASPIRATEUR

Nous avons choisi de concevoir un silencieux de type dissipatif à cause des variations du spectre en fonction des conditions d'opération de l'aspirateur. Nous avons fabriqué un montage de laboratoire simple qui permettait de reproduire les conditions d'opération variable de l'usine. En observant attentivement l'aspirateur nous avons constaté qu'on pouvait très simplement tourner la partie avant de celui-ci de 180º. Cette modification mineure,pouvant s'effectuer en moins de 10 minutes,amène la sortie d'air vers le haut de l'appareil. On peut donc profiter de l'espace disponible sur le dessus et à l'arrière de l'aspirateur pour installer un silencieux dissipatif suffisamment long pour être efficace à la fréquence dominante de 315 et 400 Hz.

De plus, l'installation en est simplifiée et permet de dévier l'air vers le bas comme requis, afin de dissiper la chaleur dans les conduits existants.

RESULTATS

Les essais en laboratoire ont permis d'optimiser le prototype pour obtenir le maximum de réduction du bruit avec le minimum de perte de charge. Nous avons noté sur le prototype [photo #2] une perte de charge inférieure à 15 millimètres sur la colonne d'eau. La fig. 1 montre les spectres obtenus en usine pour la position 4. On observe une réduction de 12 dBA. La fig. 2 illustre les niveaux obtenus en fonction des positions pour 4 conditions de mesures.

CONCLUSION

Les résultats montrent que le silencieux type dissipatif satisfait largement les critères imposés. Une réduction substantielle de 8 à 12 dB(A) autour de l'aspirateur seul en marche et de 3.4 à 8 dB(A) lorsque le métier à filer est en opérateur complète. On peut enlever et remettre le silencieux en quelques minutes, ce qui en facilite le nettoyage au besoin. Le coût de fabrication et d'installation en série est inférieur à 400$.

RERERENCES

[1] J. Nicolas, G. Lemire et R. Benoît, "Evaluation expérimentale des solutions proposées par Platt Saco Lowell pour la réduction du bruit des métiers à filer", Rapport d'expertise pour Dominion Textile, Université de Sherbrooke (1982).

[2] W.S. McCall, "Noise Survey - Work Order E495-15", Dominion Textile Ltée, Platt Saco Lowell, (1982).

NOISE ATTENUATION WITH EXHAUST AFTER TREATMENT SYSTEM ON A SCOOPTRAM - FALCONBRIDGES' STRATHCONA MINE B 6

(see page A-35)

M.U. Savich* and J.K. Weglo**

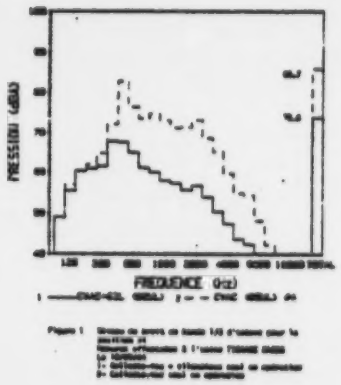
* Research Scientist, Elliot Lake Laboratory, CANMET, Energy, Mines and Resources Canada, Elliot Lake, Ontario.

** P. Eng., Director Environmental Control, Falconbridge Ltd., Falconbridge, Ontario.

In current mining operations, the diesel engine provides a safe, efficient and highly mobile source of power. In the major underground mines in Canada the most common types of diesel equipment are load-haut-dump (LHD) machines and ore trucks. In general, there is a tendency to use high-horsepower, diesel LHD machines in mines to achieve maximum productivity. The increased use of diesel-powered equipment in underground mines has shown no cause for concern if the engine is adequately maintained.

This is the first study which concentrates exclusively on the noise of Load-Haul-Dump (LHD) vehicles emitted at the exhaust outlet under different engine states in relation to the operator's site. The study had two objectives:

1. To determine what noise levels the Wagner ST4A scooptram produces at the exhaust outlet and the levels of operator's exposure to this noise under four conditions (Fig. 1):
   - scooptram without muffler of filter;
   - scooptram with small filter;



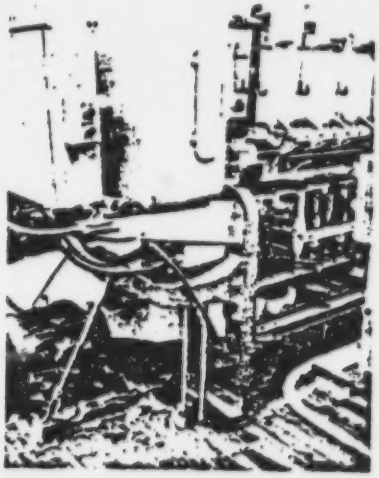


Photo 1

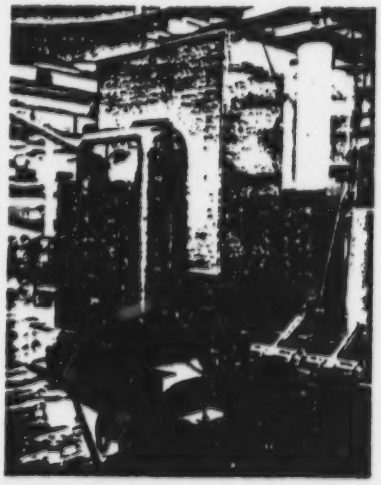
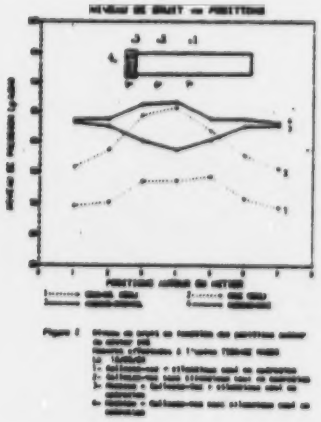


Photo 2



- scooptram with large filter;
- scooptram with large filter, muffler and fume diluter.

2. To recommend improvements or means for their control.

Measurement results demonstrate that the combination of filter, muffler and fume diluter provides maximum abatement of exhaust noise - around 8 dBA - for both sides of the outlet. The operator is exposed to a higher level of noise when a fume diluter is built into the entire system. This is understandable, since the fume diluter is a new source of noise, noise which must be decreased. Studying this problem is fairly complex and demands lengthy experimentation. As a provisional measure a saucer-shaped deflector is recommended (Fig. 2). This deflector must be mounted at the inlet of the fume diluter to protect the operator from the noise. After this experimental confirmation, this method is recommended for practical and permanent utilization.

These results and their evaluation show that:

1. The use of filters alone can reduce the noise level at the operator's ear and wide open throttle (W.O.T.) to within 5 dBA of the noise standard.
2. Fume diluters add noise because of their design and this noise can be reduced with further evaluation and initially with a noise deflector.
3. Noise, one metre from the scooptram, is reduced by 11.7 dBA from exhaust treatment alone, and will reduce the noise hazard for other personnel in the stope.

REFERENCES

1. Patterson, W.H., Huggins, G.G. and Galaitsis, A.G., "Noise of diesel-powered underground mining equipment:"Impact, prediction and control"; U.S. Bureau of Mines Report No. 2979; March 21, 1975.

2. Bandopadhyad, S. and Ramani, R.V., "Computer-aided analysis of diesel exhaust dispersions in underground airways"; CIM Bulletin, vol. 76, no. 858, October, 1983.

3. Saks, H.K. and Lamonika, J.A., "An evaluation of some commercially available audio-dosimeters"; Proc NOISEXPO conf., Chicago, Ill, 1973.

4. Haskel Energy Systems Ltd., Sunderland, U.K.; data from 1980 sales literature

5. Fader, B., "Industrial noise control"; A Wiley-Interscience Publication, John Wiley & Sons, Inc., 1981.

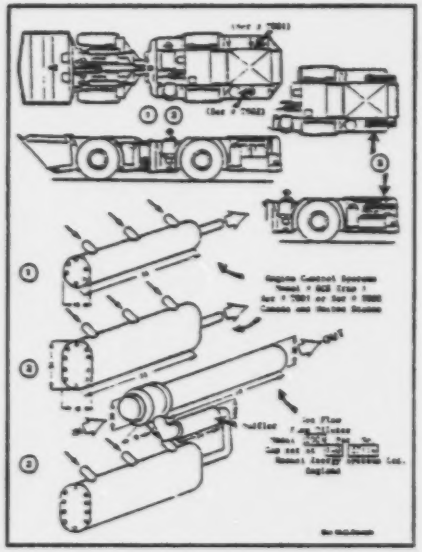


Figure 1 - Exhaust treatment during tests: 1) small filter; 2) large filter; 3) filter, muffler and fume diluter.

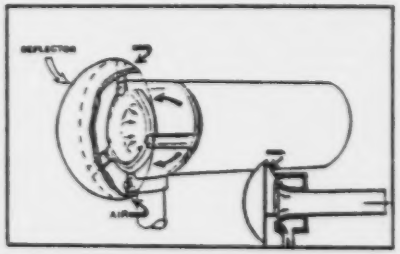


Figure 2 - Deflector in fume diluter.

TITLE : AUTOMATIC CLOSE - FIT ACOUSTIC ENCLOSURE : A NEW CONCEPT B 7

AUTHORS: Bengisu T.M., Eldada M.V., Silentec Consultants

ADDRESS: 785 Plymouth suite 304,
Mont Royal, Que., H4P 1B2

Acoustic enclosures often interfere with noisy equipment production and maintenance. They are to be avoided as much as possible. However, when found to be the only alternative, design features must be incorporated to minimize interference with production. Otherwise the concept will be rejected following trial. This is especially thrue for manufacturing equipment requiring regular adjustment, un - jamming or routine production related movement by operators. New design approach is antroduced hereafter.

Noise sources should be identified. Typical techniques used by this consultant are acoustic intensity and coherence. This will eliminate enclosing non - necessary machine parts. Moreover, noise reduction objectives are properly set for each noisy component, constraining the enclosure acoustic design.

Enclosure should be sized as small and as close as possible to the noisy component. This will free other components, shorten access distance and minimize enclosure material and cost.

Visual access areas, frequent and occasional physical access areas in enclosure should be defined. This implies transparent panels and movable panels.

The design of mobile panel or window is critical. It must open and close without effort or delay, yet always be positively sealed in closed mode. As shown in annexed example, this is best achieved by an electro-mechanical actuator, connected via a multi-link system to the window panel. A foot pedal or photo electric switch is used to actuate the system. This is the only requirement from the employee. In typically one second from switching, the window is fully open for physical access. An adjustable delay leaves the window open for some pre-set time, after wich the window closes and seals automatically, unless the switch is kept depressed. Should an employee member be inside enclosure, a switch senses that while closing, and re-open the window, without harm to the employee.

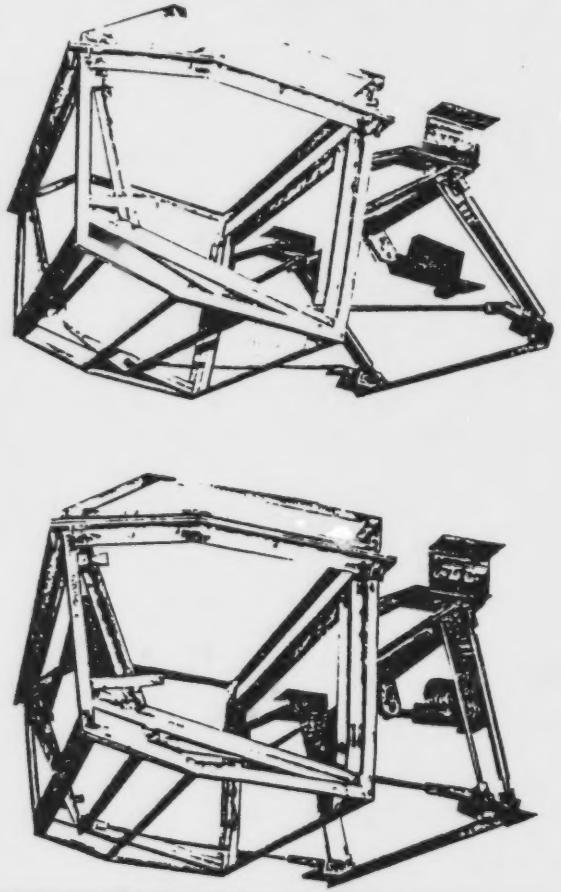
A multi-link system is designed to impose a close / open trajectory on the window avoiding hitting the employee and transporting the window to an open position out the way of employee. This could be critical for close-fit enclosures, since the best open position is often inside the enclosure, in the relatively small cavity between the enclosed machine part and the enclosure.

Finally special considerations should be given to potential cavity resonances and errors using standard calculation techniques due to the enclosure close-fitting. Moreover, this concept often implies mounting the enclosure on machine structure. Vibration induced noise could be a problem if not designed against. Mainly, calculating enclosure panel resonances; when necessary use panel stiffeners, resilient mounts and viscoelastic panel damper.

In conclusion, in applications where acoustic enclosure is the only potentially acceptable solution and when frequent physical employee access is required, a close-fit acoustic enclosure is a feasible solution. It is often the only way to meet the more stringent users requirements.

It is the experience of this consultant that for this type of application, a standard bulky box type enclosure would either (1) be thrown away due to production interference (2) be operated with windows permanently opened, resulting in small to negligible noise reduction (3) be operated at the cost of reduced production. Neither of the above are acceptable.

Finally, the underlynig rationale is that it is better to design and install a complex and expensive enclosure allowing quasi-normal production, than installing a simple less expensive enclosure that cuts production and / or cut noise only marginally.



FRAME OF AUTOMATIC ACOUSTIC ENCLOSURE

a- Power window in closed position

b- Power window in open position

L'AFFAIBLISSEMENT ACOUSTIQUE DES "RIDEAUX" DE LIQUIDES

B 8

H. BRUNEAU, P. DUMAS, P. POTIEZ

Laboratoire d'Acoustique - Université du Maine - B.P. 535

72017 LE MANS Cedex - France

L'idée de rechercher les lois d'affaiblissement acoustique des lames liquides repose sur l'espoir de réaliser des capotages qui n'empêchent ni l'accès direct à l'intérieur,ni le contrôle visuel d'un opérateur, qui épousent exactement, autant que faire se peut, les formes des pièces en transit par la zone bruyante (zone d'usinage, de coupe, ...) et qui isolent le voisinage des poussières émises dans la zone "active" en les entraînant dans l'écoulement.

Deux études |1,2| permettaient de pressentir l'efficacité de ce type de capotage. Dès lors le sujet méritait d'entreprendre des travaux dans le but d'obtenir les propriétés de transparence acoustique des lames liquides en fonction de divers paramètres (pour certains liés entre eux) tel l'épaisseur initiale de la lame, sa hauteur de chute, son profil d'épaisseur et sa forme, la viscosité et la tension superficielle du liquide, et éventuellement la nature du signal acoustique émis (stationnaire ou impulsionnel) ; les conditions de stabilité des lames fermant des volumes clos méritaient également d'être étudiés dans certains cas |3,4|.

Pour le calcul de la transparence acoustique, nous avons procédé de la façon suivante. Etant donné la variation de l'épaisseur de la lame en fonction de la hauteur, le flux d'énergie total transmis par la lame liquide a été supposé être la somme arithmétique des flux d'énergie transmis par chacune des bandes horizontales élémentaires du rideau. La loi de transparence acoustique appliquée à chacun des éléments de lame considérés admet que le mécanisme de transmission repose a priori sur deux types d'ondes capillaires qui sont susceptibles de se développer dans la lame liquide : des ondes à caractère antisymétrique (ondes de flexion) et des ondes à caractère symétrique (dues au déplacement particulaire du liquide dans le plan même de la lame) |5,6,7|. Le facteur d'inertie finalement prépondérant conduit à une formulation simple utilisable dans un assez large domaine de fréquence :

$$R = -10 \lg \alpha_0 [F(\alpha_1) - F(\alpha_0)]/2H\beta$$

$$F(\alpha) = (1/\alpha^2 - 1) \ln(1+\alpha) + 1/\alpha + \ln \alpha$$

$$\alpha_i = (\omega \rho e_i / 2\rho_a c_a)^2 \quad , \quad \beta = 2g(e_0/q)^2$$

R indice d'affaiblissement, ω pulsation, ρ masse volumique du liquide, ρ_a masse volumique de l'air, c_a célérité acoustique dans l'air, e_0 et e_1 épaisseur initiale respectivement finale de la lame, g accélération de la pesanteur, q débit linéique du liquide, H hauteur de la lame.

Les études expérimentales effectuées sur divers systèmes, en tiers d'octave, pour des lames dont l'épaisseur "utile" allait de 1 à 5 dixièmes de millimètre, amènent aux conclusions générales suivantes : l'influence de l'épaisseur est nette mais relativement faible, l'influence de la hauteur de chute est faible car l'épaisseur de la lame décroît très vite au voisinage de son origine pour approcher assez rapidement la valeur limite, la viscosité et la tension superficielle n'ont pratiquement pas d'influence (à épaisseur donnée bien entendu), la forme est sans influence et la double lame possède, en comparaison avec la lame simple, les propriétés bien connues des doubles parois indépendantes |8|.

La figure donne un exemple de résultat obtenu pour l'indice d'affaiblissement acoustique dans le cas d'une chute d'eau de largeur 1 m et de hauteur 0,85 m, fermant une cavité de 1 m^3, pour deux valeurs du débit (Q) et de l'épaisseur initiale (e_o) : courbes supérieures $Q = 2,1\ 10^{-3}$ m^3/s et $e_o = 3,8$ mm, et courbes inférieures $Q = 1,45\ 10^{-3}$ m^3/s et $e_o = 3,0$ mm (les courbes numérotées sont les courbes calculées à partir du modèle mentionné ci-dessus, les points sont les résultats expérimentaux). Au-dessus de 6 KHz environ, l'efficacité obtenue expérimentalement s'infléchit, ce qui n'est pas prévu par le calcul : les causes peuvent être cherchées dans les multiples approximations retenues dans le modèle et dans les erreurs de mesure.

L'utilisation de cette technique peut être envisagée pour un capotage complet ou pour compléter un capotage solide qui ne peut pas enfermer totalement la source de bruit, dans le cas de bruit comportant des composantes gênantes dans le haut-médium et l'aigu, tels par exemple les bruits impulsionnels.

Bibliographie

|1| H. LEBLOND, A. DAMONGEOT, J. JACQUES, Communication privée, INRS, Nancy.

|2| D.R. RUSSEL, D.G. KRAFFT, C.J. HURST - Transmission loss measurement on a sheet of falling water. 98 th meeting of the Acoustical Society of America (1979).

|3| B. TREIBER - Theoretical study of nappe oscillation. Report Karlsruhe, West Germany.

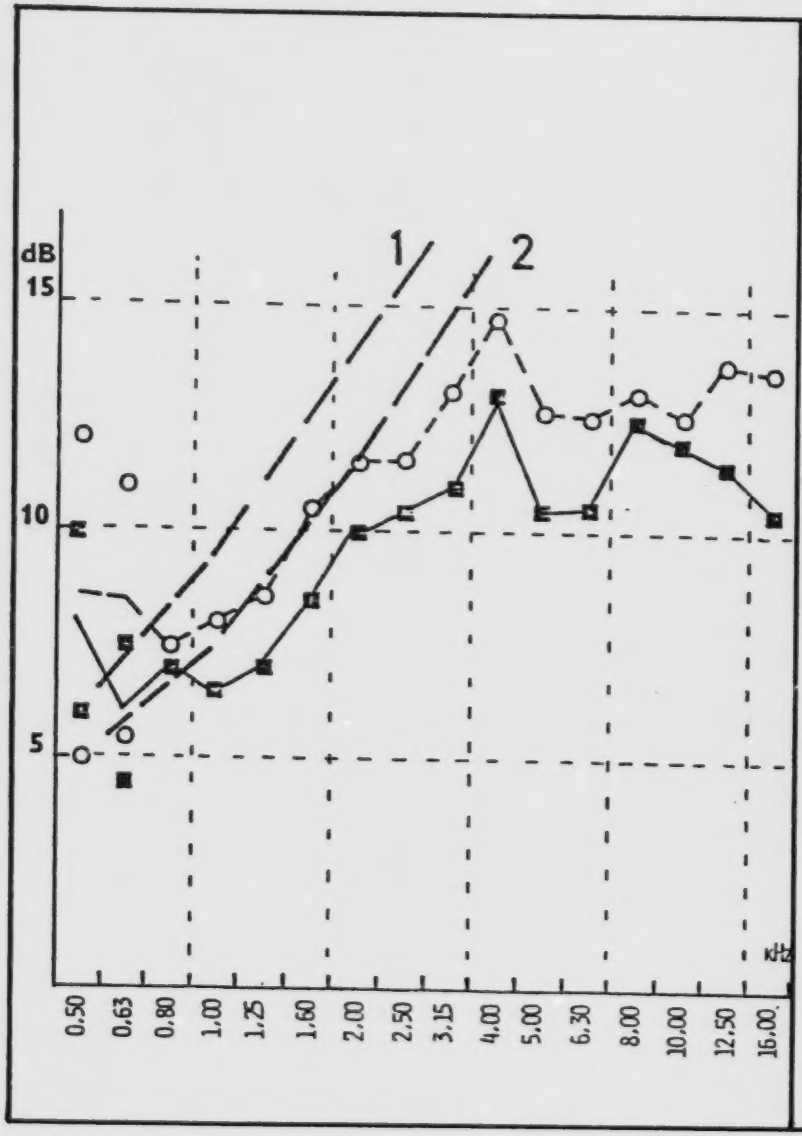
|4| P.A. KOLKMANN - Instability of a vertical water ; curtain closing an air-chamber - Report, Delft, The Netherlands.

|5| D.G. CRAPPER - An exact solution for progressive capillary waves of arbitrary amplitude. Journal of Fluid Mechanics, 2, 532 (1957).

|6| W. KINNERSLEY - Exact large amplitude capillary waves on sheets of fluid, Journal of Fluid Mechanics, 77 part 2, 229 (1975).

|7| S.G. TAYLOR - The dynamics of thin sheets of fluid-II, waves on fluid sheets-Proceeding of the Royal Society A 253 (1959).

|8| M. BRUNEAU, P. DUMAS, P. POTIEZ - Etude de l'affaiblissement acoustique des "rideaux" de liquides, Acustica (à paraître Vol. 56 n° 1, 1984).



TITLE : MAGNETIC VIBRATION IN A 3000HP INDUCTION MOTOR B 9

AUTHORS :Eldada M.V., Bengisu T.M., Silentec Consultants

ADDRESS: 785 Plymouth suite 304
Mont-Royal, Que, H4P 1B2

This is a case history of vibration diagnosis and reduction in a compressor/gear/motor set. Shortly after installation a steady increase of vibration with time was observed at a frequency of 1 x RPM on the 3000HP four pole electric induction motor.

Vibration tests were conducted in steady state. Annexed zoom velocity spectrum shows, in addition to 1 x RPM, components at 4 x Slip frequency and at side bands of 1 x RPM with 4 x Slip frequency relative spacing.

The Slip frequency is the frequency of voltages induced in the rotor by stator magnetic field. These voltages drive electric currents round the closed rotor circuits, causing magneto-striction wich in turn induces vibration at the slip frequency time the number of poles and its harmonics. This vibration modulates the 1 x RPM component resulting in side bands at sums and differences of 1 x RPM and 4 x Slip frequency.

The presence of these relatively improtant components and their increase with time is indicative of defect in the rotor.

Transient vibration test was performed at run-up and run-down. Annexed graph shows that when motor is switched off, vibration velocity at 1 x RPM drops instantly, from 4.5 to 2.0 mms^{-1} r.m.s., after wich the level decreases gradually as per the inverse square RPM.

Two similar but distinct causes were diagnosed, magnetic unbalance (2.5 mms^{-1} r.m.s. at 1 x RPM) and mechanical unbalance (2.0 mms^{-1} r.m.s. at 1 x RPM). The magnetic unbalance is due to broken, cracked or loose rotor bar, or shorted rotor laminations*.

Motor was repaired. Oversized journal bearings were replaced with ones with smaller clearances; it decreased considerably the existing unbalance vibrations, magnetic as well as mechanical. Furthermore, rotor balancing was performed; it decreased the residual unbalance forces.

Typical vibration levels after repair have dropped from 4.5 mms^{-1} to under 1 mms^{-1} for 1 x RPM frequency component. This is acceptable.

It was concluded that the repair did in effect mask the magnetic vibration component. That defect is still present. However, it was not known wether this minor fault will remain stable or deteriorate with time. It was recommended that motor vibration be closely monitored. Should it increase again, it would become necessary to (1) make electric tests (2) open and visually inspect the rotor and (3) repair or replace the rotor of this $250,000 motor.

Reference:
* J.H. Maxwell, Induction motor magnetic vibration, Machinery Vibration Monitoring and Analysis Meeting, March 30, 1982. The Vibration Institute, Oak Brook, Illinois.

THEME [C]

ACOUSTIQUE PREVISIONNELLE ET MATERIAUX
PREDICTION MODELS AND MATERIALS

(G. LEMIRE)

ANALYSE THEORIQUE ET EXPERIMENTALE D'UN NOUVEAU MATERIAU ABSORBANT: LES MOUSSES D'ARGILE

A. L'Espérance*, J.L. Berry*, J. Nicolas*, B. Malric** C 1

* GAUS, Groupe d'acoustique de l'Université de Sherbrooke, Sherbrooke, J1K 2R1
** C.R.I.Q., Ste Foy, Québec.

INTRODUCTION

La mesure et la modélisation du coefficient d'absorption des matériaux a toujours été, et depuis longtemps, une préoccupation constante des acousticiens. Qu'il s'agisse de développer un nouveau matériau ou qu'il s'agisse d'optimiser l'installation d'un matériau donné, les difficultés ont toujours été de faire corroborer les résultats expérimentaux et analytiques.

Actuellement, la plupart des matériaux couramment utilisés pour l'absorption acoustique sont de type fibreux et souples et la caractérisation de ce type de matériau est bien maîtrisée grâce surtout aux travaux de Delany et Bazeley[1]. Cependant, la demande grandissante pour des absorbants de structure rigide a provoqué le développement de matériau de type granuleux[2]. Notre étude[3] a justement porté sur un absorbant à structure rigide: les mousses d'argile. Dans une première étape, les mesures expérimentales permettront de mettre en évidence l'importance deparamètres clefs tels l'épaisseur et l'imperméabilité acoustique. Dans une deuxième étape, on proposera un modèle théorique adapté au matériau rigide et en accord avec les résultats expérimentaux. Grâce à cette analyse théorique il est alors possible de suggérer les propriétés physiques à donner au matériau afin d'optimiser sa performance en tant qu'absorbant acoustique.

A. EXPERIMENTATION

Les différents échantillons soumis ont été répertoriés en fonction de leur couleur (exemple BP = brun pâle) et de leur épaisseur (exemple 25 = 25 mm). Les épaisseurs disponibles sont de 20, 25 et 30 mm. Chaque couleur représente une recette spécifique. La mesure du coefficient d'absorption sous incidence normale a été effectuée selon la méthode du tube de Kunt avec des précautions spéciales. Beaucoup d'autres méthodes auraient pu être utilisées mais, curieusement, même les récentes et plus sophistiquées font toujours référence à la méthode du tube à ondes stationnaires afin de prouver leur validité.

Afin de mesurer l'imperméabilité acoustique un montage a été spécialement conçu. Les résultats ont été vérifiés par comparaison avec la méthode du "effective flow resistivity" suggérée par Embleton et al[4].

Les résultats expérimentaux bruts ont montré que le comportement acoustique des mousses d'argile suivait grosso-modo les lois générales déjà connues pour les matériaux fibreux en ce qui a trait à l'effet de l'imperméabilité et de l'épaisseur. Par contre, les oscillations observées en hautes fréquences (f > 1000 Hz) laissent présager des difficultés au niveau de la modélisation théorique.

B. MODELISATION

a) Impédance

Il est bien connu que l'impédance normale spécifique est le paramètre clef pour déterminer le coefficient d'absorption d'un matériau:

$$\alpha = 1 - \left|\frac{Z_1 - Z_0}{Z_1 + Z_0}\right|^2 \qquad Z_0 \text{ air, } Z_1 \text{ matériau}$$

Le choix du modèle théorique pour l'impédance est donc primordial. Le seul modèle valable s'est révélé être celui récemment proposé par Attenborough, les modèles classiques étant tous un échec (voir figure 1).

b) Effet d'épaisseur

Une formulation théorique rigoureuse pour tenir compte du double effet d'épaisseur (matériau + espace d'air) a été mise au point. Les résultats expérimentaux de la figure 2 valident le modèle théorique. Grâce à cette modélisation il est alors possible de détecter les paramètres physiques qui optimisent l'absorption acoustique et donc de minimiser l'aspect "recette". Les paramètres physiques importants sont la porosité, la densité et l'intercommunicabilité entre les pores.

CONCLUSION

Il est possible de modéliser théoriquement le comportement acoustique d'un absorbant à structure rigide. Son installation peut être aussi optimisée en examinant les meilleures combinaisons épaisseur-espace d'air. On notera aussi que les mousses d'argile ainsi optimisées s'avèrent un excellent absorbant acoustique.

REFERENCES

1. M.E. Delaney and E.N. Bazeley, "Acoustical properties of fibrous absorbant materials", Appl. Acoust., 3 (1970).
2. F. Brajen, C. Huet, "Produits de terre cuite pour l'absorption acoustique", Cahiers de la terre cuite, N° 9 (1979).
3. J. Nicolas, J.L. Berry et A. L'Espérance, "Analyse théorique et expérimentale d'un nouveau matériau absorbant: les mousses d'argile", Rapport confidentiel CRIQ, Université de Sherbrooke, 50 pages (1983).
4. J.F.W. Embleton, J.F. Piercy and G.A. Daigle, "Effective flow resistivity of ground surface determined by acoustical measurement", J. Acoust. Soc. Am. 74 (1983).

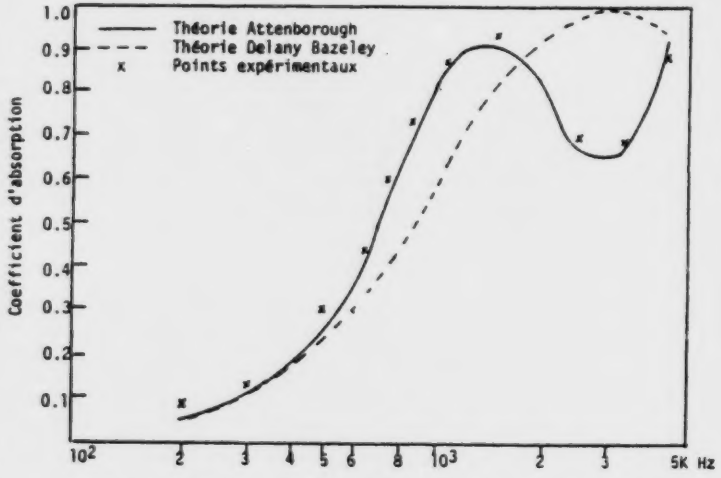


Fig. 1: Simulation versus expérience pour le coefficient d'absorption

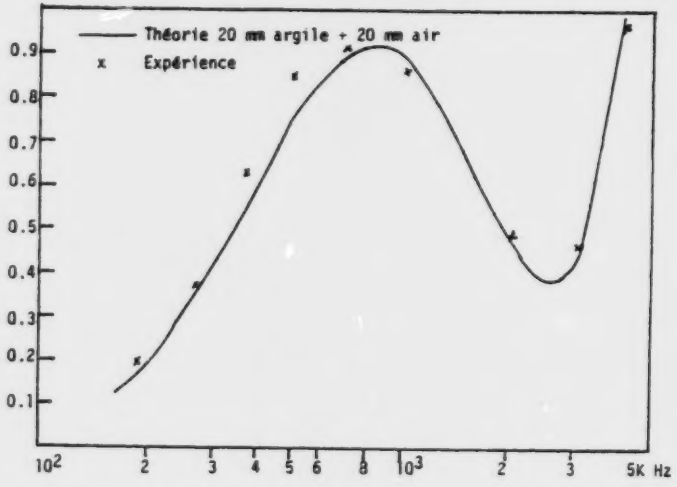


Fig. 2: Effet de double épaisseur

ABSORPTION SONORE PAR LES MATERIAUX FIBREUX ET POREUX C 2

J.F. ALLARD

Laboratoire d'Acoustique - Université du Maine - B.P. 535
72017 LE MANS Cedex - France

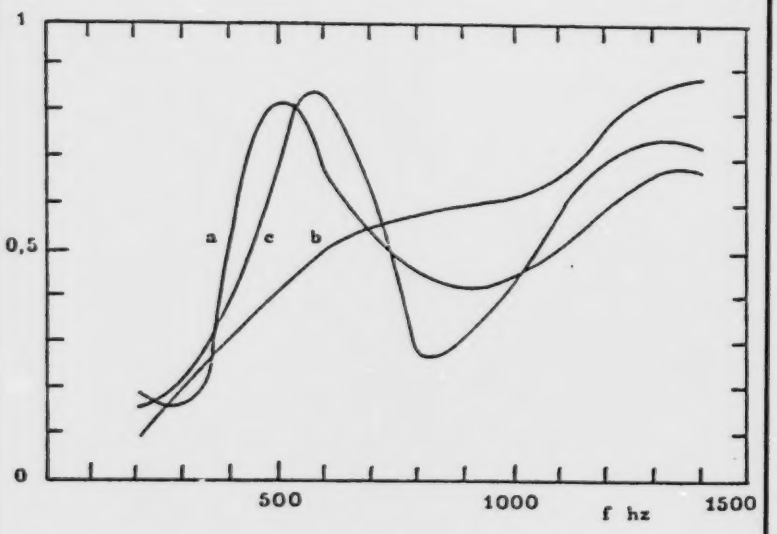
La théorie de Biot |1| a été utilisée pour prévoir le comportement du coefficient d'absorption des matériaux fibreux et de mousses plastiques à forte porosité et à résistance au passage de l'air moyennes (10^4 kg m^{-3} s^{-1}) ou très forte (5.10^5 kg m^{-3} s^{-1}). Cette théorie permet d'obtenir les équations du mouvement de la structure élastique et de la phase gazeuse à partir des densités d'énergie potentielle et cinétique et d'une fonction de dissipation dûe à la viscosité.

Les coefficients apparaissant dans les densités d'énergie potentielle et la fonction de dissipation peuvent être évalués approximativement à partir de la mesure du module d'Young ou du module de cisaillement de la structure et de la résistance au passage de l'air.

Dans la densité d'énergie cinétique figure en plus des énergies cinétiques de la phase gazeuse et de la structure un terme de couplage massique dont l'effet est le même au niveau des équations de mouvement que le facteur de structure de la théorie de Zwikker et Kosten |2|. La valeur du facteur de structure est d'autant plus grande que les filets d'air dans le matériau sont inclinés par rapport à la direction de propagation.

On a constaté |3| un excellent accord entre les prédictions de la théorie de Biot et les lois empiriques de Delany et Bazley |4| pour un coefficient de couplage massique proche de zéro. Par contre, pour les mousses à résistance au passage de l'air moyenne un bon ajustement des coefficients d'absorption expérimentaux nécessite un coefficient de couplage massique de l'ordre de 2 fois la masse volumique de l'air |3| (voir figure). Enfin pour les mousses à très forte résistance au passage de l'air, les mesures d'absorption effectuées en champ libre |5| sont en bon accord avec la théorie de Biot.

Dans ce dernier cas, les prédictions de la théorie de Biot sont indépendantes de la valeur du coefficient de couplage massique.



Variations du coefficient d'absorption d'une mousse plastique en fonction de la fréquence f.

a	expérience	b et c théorie de Biot
b	k = 1	coefficient de couplage massique nul
c	k = 3	coefficient de couplage massique égal à 2 fois la masse volumique de l'air

METHODE DE MESURE DE L'ABSORPTION ACOUSTIQUE SOUS INCIDENCE VARIABLE

C 3

Jacques Leclerc
Université de Liège, Institut Montefiore, Belgique

Les différents procédés existants peuvent être répartis en deux catégories: les uns utilisent des signaux continus et les autres font appel aux signaux impulsionnels. Les premiers sont limités en fréquence et en angle d'incidence, quel que soit leur degré de sophistication; les seconds, tout en aliminant partiellement ces inconvénients, pèchent par le contenu fréquentiel excessif des impulsions employées.

La méthode que nous proposons consiste à envoyer, vers le matériau testé, des trains de sinusoïdes adéquatement modulés en amplitude, de manière à bénéficier des avantages des techniques impulsionnelles tout en conservant une sélectivité suffisante en fréquence.

La fenêtre de Blackmann-Harris fut sélectionnée parmi d'autres, au terme d'une étude comparative des mérites de plusieurs dizaines de fenêtres.

L'expression temporelle du train de sinusoïdes modulé s'écrit (figure 1):

$$h(t) = \sin 2\pi t/T \,[a_0 - a_1 \cos 2\pi t/nT + a_2 \cos 2\pi 2t/nT - a_3 \cos 2\pi 3t/nT] \qquad t\in[0,\ldots,nT]$$

où T est la période du "tone burst",
et n est le nombre de périodes du signal.

La transformée de Fourier du signal est de la forme:

$$\left|H(f)\right| = T/\pi \left|a_0/(1-F^2) - a_1 P/X + a_2 Q/Y - a_3 R/Z\right| . \left|\sin \pi nF\right|$$

avec $F = ft$

$P = F^2 + 1/n^2 - 1$ $\qquad X = F^4 - 2F^2\,(1 + 1/n^2) + (1 - 1/n^2)^2$

$Q = F^2 + 4/n^2 - 1$ $\qquad Y = F^4 - 2F^2\,(1 + 4/n^2) + (1 - 4/n^2)^2$

$R = F^2 + 9/n^2 - 1$ $\qquad Z = F^4 - 2F^2\,(1 + 9/n^2) + (1 - 9/n^2)^2$

Le choix particulier des coefficients a_0, a_1, a_2 et a_3 permet l'ajustement de la réjection des lobes latéraux en fonction de la dynamique de l'appareillage de mesure.

La figure 2 montre le spectre résultant pour des valeurs particulières de ces coefficients, respectivement égales à 0,40217, 0,49703, 0,09392 et 0,00183.

De plus, le nombre de périodes est choisi égal à 10, de manière à concentrer plus de 99% de l'énergie acoustique dans une bande de tiers d'octave.

La mesure du coefficient d'absorption, jusqu'à des incidences rasantes, est réalisée en deux étapes. Dans un premier temps, on enregistre l'onde directe cheminant, en l'absence du matériau testé, du haut-parleur utilisé comme source au microphone, situés sur une horizontale. Toutes les mesures sont effectuées en chambre sourde et l'enregistrement est assuré par un convertisseur analogique-digital (8 bits dans notre cas) couplé à un mini-ordinateur. Le matériau testé est ensuite placé à une hauteur fonction de l'angle d'incidence désiré (figure 3).

On renouvelle la mesure dans cette situation.

Remarquons qu'une moyenne de plusieurs signaux (16) est réalisée, à chaque étape, par un programme d'acquisitions automatiques, de manière à améliorer le rapport signal-bruit.

Le convertisseur étant déclenché par le signal lui-même, commence son cycle d'enregistrement sur le même flanc montant de l'onde directe. La soustraction du premier signal du deuxième nous laisse donc en présence de l'onde réfléchie uniquement. C'est ce que montre par exemple la figure 4 pour un signal centré sur 200 Hz.

L'intégration énergétique de l'onde réfléchie et de l'onde directe fournit, par division, le module du coefficient de réflexion et donc le coefficient d'absorption (cette intégration assure l'amélioration de la précision du calcul et la répétitivité des mesures). Aucune limitation fréquentielle n'apparaît, puisqu'il s'agit d'ajuster la fréquence d'échantillonnage du convertisseur en fonction de la durée du signal total (ondes directe et réfléchie).

Les aménagements dont nous avons parlé consistent à éviter toute génération de réflexions parasites (visibles sur la figure 4) en effectuant, artifice classique, une moyenne spatiale par rotation du système complet (source, échantillon, récepteur).

Il semble également possible de déterminer, par cette technique, la phase du coefficient de réflexion, ce qui aboutirait à la connaissance de l'impédance acoustique du matériau.

En effet, le déphasage Φ entre l'onde directe et l'onde réfléchie peut s'écrire:

$$\Phi = \phi + \phi_R$$

où ϕ est le déphasage correspondant à la différence de parcours,
et ϕ_R est le déphasage introduit par le matériau testé.

Si une deuxième mesure est maintenant réalisée en doublant la distance qui sépare la source du récepteur et la hauteur de ceux-ci par rapport à l'échantillon, le nouveau déphasage a pour expression:

$$\Phi' = 2\phi + \phi_R$$

La mesure de Φ et Φ' permet donc de trouver la phase cherchée par:

$$\phi_R = 2\Phi - \Phi'$$

Les manipulations deviennent évidemment fastidieuses. De plus, certains artifices son nécessaires pour maintenir l'erreur sur la phase en-dessous de 8°, car il faut alors recourir à des vitesses d'échantillonnage atteignant 10^6 éch/sec pour des fréquences de test supérieures à 10 KHz.

Une méthodologie de mesure plus rapide est actuellement à l'étude.

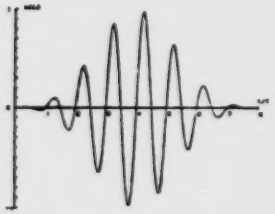


Fig. 1: Train de sinusoïdes modulé en amplitude par une fenêtre de Blackmann-Harris.

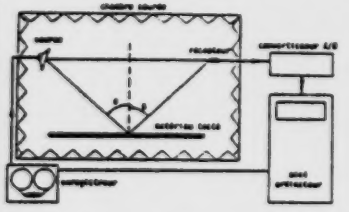


Fig. 3: Chaîne de mesure de α sous incidence optique

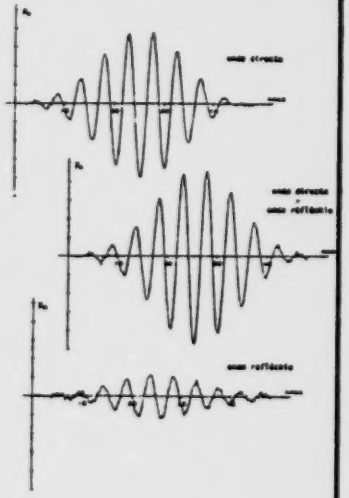


Fig. 4: Signaux permettant le calcul de α en incidence oblique (60°). Fréquence de test: 200 Hz.

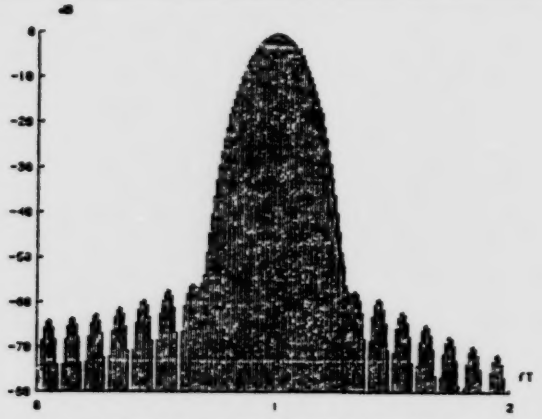


Fig. 2: Module de la transformée de Fourier d'un train de sinusoïdes modulé par une fenêtre de Blackmann-Harris.

MODELISATION DE L'EFFICACITE D'UN ECRAN DANS UN LOCAL INDUSTRIEL A 3 DIMENSIONS FINIES

C 4

André L'Espérance, Gilles Lemire, Jean Nicolas

G.A.U.S., Génie mécanique, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada, J1K 2R1

La réduction du bruit par des écrans acoustiques dans des conditions de champ libre a été étudiée par plusieurs auteurs et leurs modèles théoriques sont déjà bien établis[8,9]. Utilisés à l'intérieur d'un local, l'efficacité de ces écrans est complètement modifiée par les caractéristiques du local. A l'heure actuelle, peu de méthode permette de prédire avec assurance et efficacité, quel sera l'effet de tel écran, à tel endroit, dans tel local[5,6].

L'approche proposée ici fait appel à la théorie des sources images[7]. Quelques auteurs ont déjà proposé cette approche, mais ceux-ci se sont limités au cas d'une dimension finie et à un écran infiniment long suivant l'une des deux autres dimensions[2,3,4]. Dans plusieurs cas réels, ces limitations devenant un sérieux handicap, nous avons tenté d'élargir cette méthode au cas d'un local à 3 dimensions finies.

La prédiction des niveaux sonores dans un local à 3 dimensions sans écran, par la méthode des images, se résume à faire la sommation de la contribution de chacune des sources images. Les trajets source-receveur alors en cause sont appelés rayons directs. Dans

le cas d'un local avec écran, deux types de rayons contribuent à l'augmentation du niveau sonore au receveur: les rayons directs, s'ils existent et les rayons diffractés, s'ils existent. En effet, la présence d'un écran a pour conséquence d'éliminer la contribution d'un certain nombre de rayons directs, mais aussi d'engendrer un grand nombre de rayons, qui après une, deux ou plusieurs diffractions, atteindront le receveur.

L'évaluation de ces diverses contributions s'est résolue en trois étapes, la première visant à définir le nombre de sources images et d'écrans images à considérer, ainsi que leur position respective. Le deuxième aspect à résoudre concernait le dénombrement de tous les rayons directs et diffractés pouvant exister, ainsi que la méthode vérifiant l'interception, toujours possible, de chaque rayon avec un écran image. Le troisième problème concernait la technique de sommation et l'évaluation de la contribution des rayons diffractés.

Diverses simplifications ont été proposées pour permettre un calcul rapide et efficace. De ces hypothèses de travail, ont découlé deux techniques d'évaluation en ce qui concerne le nombre et le type de diffractions prises en considération. Les deux approches ont été mises sous informatique et ont débouché sur deux logiciels permettant l'évaluation des niveaux sonores dans un local à 3 dimensions finies avec écran. Les résultats obtenus de diverses simulations sont comparés entre eux, à ceux des autres approches théoriques, ainsi qu'à quelques résultats expérimentaux.

REFERENCES

1. G. Benedetto and R. Spagnolo, "A Study of Barriers in Enclosures by Ray-Tracing Computer Model", Applied Acoustics, 17, 183-199 (1984).
2. S. Czarnecki, "Mirror Image Method of Analyzing the Combined Effect of Barrier and Absorbing Surfaces in Industrial Interrior and Apartments", Noise Control Engineering, 11 (1978)
3. R. Pompoli, "The Insertion Loss of Acoustic Barriers in Industrial Halls", Internoise, 79, F8-0 (1979)
4. R.J. Beracha, "Sound Reduction by Barriers in Rooms", Acoustica, 44 (1980).
5. U.J. Kurze, "The Performance of Noise Barriers in Open-Plan Offices and Industrial Buildings", Noise Control Engineering, 11 (1973).
6. J.B. Moreland and R.F. Minto, "An Example of in Plant Noise Reduction With an Acoustical Barrier", Applied Acoustics, 9 (1976).
7. J.B. Allen and D.A. Berkley, "Image Method for Efficiently Simulating Small Room Acoustics", J. Acoust. Soc. Am. 65(4) (1979)
8. Z. Maekawa, "Noise Reduction by Screens", Mem. Fac. Eng. Kobe University, 11, 29-53 (1965)
9. U.J. Kurze and G.A. Anderson, "Sound Attenuation by Barriers", Appl. Acoustics, 4, 35-53 (1971).

MODELISATION DE LA PROPAGATION ET MESURE DE LA PUISSANCE ACOUSTIQUE D'UNE CENTRALE THERMIQUE

C 5

Jean-Gabriel Migneron, C.R.A.D., Université Laval, Quebec,
et Claude Archambault, Direction Environnement, Hydro-Québec, Montréal.

1. Mesures de puissance sur un groupe turbo-alternateur double de 70 MVA

A deux reprises, en 1981 et 1983, nous avons été amenés à procéder à des mesures de puissances acoustique sur un équipement extérieur de très grande dimension, soit un groupe de turbines doubles actionnant un alternateur de 70 MVA. Après quelques essais infructueux (notamment avec des ballons) nous avons dû nous résoudre à utiliser une grue de 120 pieds de flèche pour porter le microphone de mesures et son pré-amplificateur, de façon à permettre des plans d'analyse jusqu'à une hauteur de 30 m. Avec 4 plans, hauts respectivement de 1.5 m, 10 m, 20 m et finalement 30 m, c'est en tout 45 points de mesure qui ont pu être relevés autour d'un même groupe en fonctionnement. Ces mesures ont été complétées par des analyses au tiers d'octave suivant les axes principaux de propagation (12 mesures, le temps étant limité par la dépense de carburant d'un groupe turbo-alternateur).

La puissance acoustique totale pour une aire de rayonnement de 5,203 m^2 atteignait 111 dB(A) lors de la première série de mesures. Ces résultats de mesure ont servi plusieurs objectifs:

- tout d'abord, établir le centre acoustique équivalent de la source totale de bruit,
- ensuite, étudier le mode de rayonnement des différentes parties de l'équipement,
- classifier l'importance des différentes soures de bruit présentes,
- et finalement, modéliser l'imoact acoustique de cet équipement, conformément au mode de propagation reel du bruit.

Les premiers relevés ont ainsi permis d'évaluer l'impact possible d'une extension de la centrale utilisant ce genre de groupe de 4 à 32 unités de production. Ensuite ils ont permis également de proposer quelques corrections en vue de la reduction du niveau de puissance totale émis.

2. Modélisation de la propagation

Des mesures reelles sur le site nous ont permis de connaître la propagation à 1.5 m du sol, selon 3 axes orthogonaux jusqu'à une distance de 610 m du centre d'un groupe. Une fois connue la puissance totale d'un groupe et choisi son centre d'émission équivalent, nous avons reproduit le plus simplement possible l'impact acoustique mesuré sur le terrain. Etant donné que le niveau maximum de 75.4 dB(A) avait été relevé à 20 m du sol au centre du groupe juste au-dessus des deux cheminées d'évacuation des gaz des turbines, le point source équivalent a été localisé à 18.3 m du sol, exactement en cet axe. La propagation ainsi modélisée ne peut être hemisphérique, elle est d'abord spherique en 20 log d, puis à partir d'une distance de 54.9 m, elle est affectée par un certain effet de sol (absorption du sol, effet d'écran de la végétation, interférences possibles, effet du gradient de température, etc.), le tout conformément à l'équation:

$$L\ dB(A) = Lw - 20 \log d + 5 \log 3 (z + h)/d - 11$$

comme on peut le constater, dans le tableau en annexe, le modèle ainsi développé correspond presque parfaitement à la moyenne quadratique des mesures réellement obtenues jusqu'à 610 m selon 3 directions de propagation. Ce modèle a donc pu servir à calculer l'impact potentiel d'une centrale future agrandie jusqu'à 32 groupes similaires de 70 MVA chacun.

3. Réduction du niveau de bruit

Les premières mesures avaient indiqué une forte émission acoustique exactement à la sortie des cheminées d'évacuation des gaz, non seulement en basses fréquences (problème courant des centrales avec turbo-alternateurs), mais également autour de 2,500 Hz. Après étude du design intérieur des cheminées et de leurs silencieux, le fournisseur a été amené à améliorer l'équilibre des vitesses des gaz sur toute la surface d'évacuation et surtout, à modifier la forme de la sortie de l'unité supérieure de silencieux, de façon à éviter toute réémission de haute fréquence.

En ce qui concerne le transformateur de couplage au réseau 315 Kv, dont la directivité (due au fait des réflexions sur les bâtiments et les turbines) affectaient surtout une partie du périmètre pour les fréquences classiques de 120 et 240 Hz, nous avons levé tout doute sur la nécessité d'un traitement complémentaire, en construisant un mur écran temporaire de 5 m de haut. Ce mur temporaire a procuré une réduction intéressante du niveau de bruit issu de cette seule source (8 dB(A) à 120 m), réduction qui a d'ailleurs été augmentée de 4,5 dB(A) à 5 m, du fait d'un traitement absorbant complémentaire (constitué d'une membrane en laine minérale à haute densité, accordée sur 120 Hz). Néanmoins, même selon cet axe de propagation, on pouvait encore mesurer clairement l'impact des cheminées et des admissions d'air.

Pour les admissions d'air, le fournisseur a accepté d'augmenter le volume des jupes de déflexion et d'en recouvrir les parois d'un traitement fortement absorbant (laine minérale de 100 mm, avec un tissu ignifuge à faible densité et grille de protection en métal déployé).

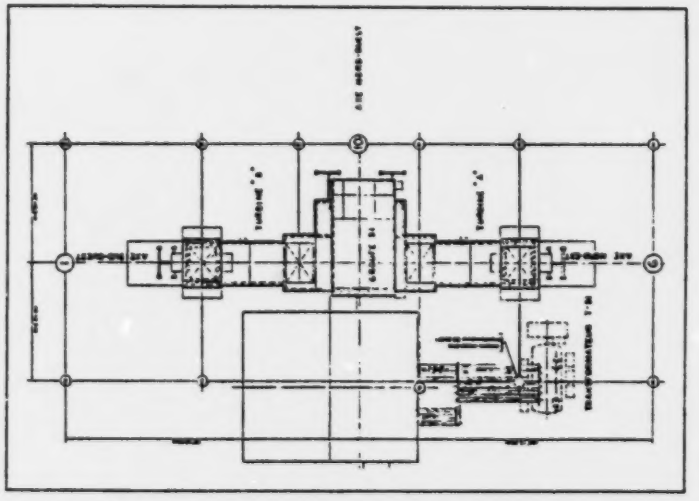
4. Mesures complémentaires

La deuxième opération de mesure de la puissance acoustique totale d'un groupe a été réalisée après traitement des cheminées et des aspirations d'air, tel que décrit précédemment. Les résultats on été satisfaisants puisque la puissance acoustique totale s'est trouvée réduite de façon notable à 108 dB(A). Ensuite les directivités intempestives relevées initialement jusqu'à 30 m du sol, ont été contrôlées. Une analyse fine des résultats et des mesures de puissance complémentaires sur les admissions d'air et autour des chapeaux mobiles des cheminées, nous ont amené à proposer deux corrections supplémentaires, soit l'agrandissement des jupes absorbantes d'admission d'air, avec séparation de l'entrée d'air du refroidissement des turbines (une légère élévation de température ayant été notée du fait du traitement acoustique préalable) et surtout, la pose de panneaux absorbants latéraux à la sortie des cheminées de façon à contrôler l'émission du bruit selon l'axe de la centrale (perpendiculaire à celui des groupes, dans l'autre sens ce rôle étant tenu par les chapeaux mobiles déployés).

TABLEAU No. 1: VERIFICATION DU MODELE DE PROPAGATION POUR LE BRUIT D'UN SEUL GROUPE EN FONCTIONNEMENT ET CALIBRATION DE L'EFFET DE SOL

Distance en plan aux axes du groupe en pieds	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Distance réelle en mètres au point de source	35.5	63.6	93.2	123.2	153.5	183.8	214.1	244.5	274.9	305.3	335.8	366.2	396.7	427.3	457.8	488.4	519.0	549.6	580.2	610.9
Réduction due à la distance (propagation sphérique)	31.0	36.0	39.4	41.8	43.7	45.3	46.6	47.8	48.8	49.7	50.5	51.3	52.0	52.6	53.2	53.8	54.3	54.8	55.3	55.7
Niveau résultant du seul effet de la distance	69.0	64.0	60.6	58.2	56.2	54.7	53.4	52.2	51.2	50.3	49.5	48.7	48.0	47.4	46.8	46.2	45.7	45.2	44.7	44.3
Effet du sol et du gradient de température	-	-	0.8	1.6	2.0	2.4	2.8	3.1	3.3	3.5	3.7	3.9	4.1	4.3	4.4	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0
Niveau obtenu par le modèle en dB(A)	69.0	64.0	59.7	56.6	54.2	52.3	50.6	49.1	47.9	46.8	45.8	44.8	43.9	43.1	42.3	41.6	41.0	40.4	39.8	39.3
Niveau moyen* réel lors des essais en dB(A)	70.5	63.6	60.2	57.4	54.7	53.5	49.8	47.1	43.2	48.7	43.8	44.0	43.1	42.5	41.9	41.0	40.3	39.7	39.4	38.7

Remarque: (*) Il s'agit ici des moyennes quadratiques des mesures telles qu'obtenues sur les axes de groupe.



Vue d'ensemble d'un groupe turbo-alternateur et périmètre de mesure utilisé pour établir la puissance acoustique totale.

TITLE: WAVE ACTION--ITS APPLICATION TO ACOUSTICS C 6

AUTHORS: McIntyre, M.E.[1], and Ramakrishnan, R.[2]

ADDRESS: 1) University, Cambridge, UK CB3 9EW
2) ISVR, University, Southampton, UK SO9 5NH
Presently at VIBRON LIMITED, Mississauga, Ontario, L5T 1A3

The need for intensity measurements in the field of acoustics has been acute for sometime. Recently, the two microphone methods [1 and references there in] have become an acceptable practice of measuring acoustic intensity in the absence of mean flow. The two microphone systems measure the disturbance pressure and within a reasonable accuracy distrubance velocity. Munro and Ingard [2] showed the difficulty of extending the same when mean flow is present. A number of questions remain as to the meaning of intensity and energy when disturbances (acoustic waves in this instance) are superimposed on a general mean flow. Once the definition of the disturbance intensity becomes clear, the extension of the two microphone systems may become simpler.

The fundamental problem is then the proper definition of what acoustic energy and acoustic energy flux are. Morfey [3] and Eversman[4] [references therein] describe in detail the two major formalisms as applicable to very special cases of the mean flow. Mohring [5] [6] defined the energy flux in terms of Clebch potentials for duct flow whose difficulty of application is highlighted by McIntyre[7]. Lighthill [8] has commented on the difficult nature of a quantity developed for general mean flow without high frequency (geometrical acoustics) approximation.

The aim of the present work is to arrive at a property which would represent acoustic energy and its flux. We begin with the following requirements. The property must be a measure of wave activity and satisfy a conservation equation. One must be able to evaluate the wave quantity from linearized theories. One such fundamental quantity for oscillating motion is called wave-action. The fundamental equation for wave-action, extended from Sturrock [9] and the related quantities are given in Andrews and McIntyre [10]. The properties of interest is derived from wave-action such that it is linear as well as satisfies the conservation equation when viscosity and other irreversible processes are neglected. The derived properties are the pseudo-momentum and pseudoenergy. The properties are called 'pseudo' in the sense that its conservation is associated with translational invariance of the mean flow as opposed to translational invariance of the whole physical problem i.e., the conservation of momentum principle. Conservation of the above derived properties, as opposed to momentum and energy are connected with variance to a translation of disturbance pattern while mean particle positions are kept fixed, as distinct from a displacement of the whole system, particles as well as disturbance pattern. The suitability of pseudoenergy relationships to acoustic waves was pointed in Andrews and McIntyre [10] and elaborated in McIntyre [7]. The above possibility is tested here for acoustic propagation through non-uniform flow in a two dimensional duct with absorbent walls. A brief description of the model with the results are given below. The fundamental disturbance variable that is used for the acoustic waves is the particle displacement field $\xi(\underline{x}, t)$. [The brief space allocated for the present summary preludes us from providing a complete derivation of all the equations. For details please see references 9 and 10.] The conservation equation is then $\frac{\partial A}{\partial t} + \nabla\cdot\underline{B} = 0 - O(\omega^2)$ —①, $\underline{B} = \bar{U}A + p'\frac{\partial \xi}{\partial \alpha}$, $A = \bar{\rho}\,\underline{u}'\frac{\partial \xi}{\partial \alpha}$ where A is the generalized wave action and α is a smoothly varying ensemble perameter. Both Lagrangian and Eulerian descriptives of motion are implied in (1).

The duct flow and coordinates are shown in figure 1. The gravest mode (plane) propagation through the shear flow will be evaluated. The walls of the duct are lined with locally reacting material to provide for an attenuating environment. The fluid in the duct is assumed to be inviscid, non heat conducting and nondissipative. The governing wave equation for acoustic propagation through the flow with the governing boundary conditions is derived from continuity of mass and momentum equations and is as follows:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2}(1-M^2) + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} - \frac{2M}{c}\frac{\partial^2 p}{\partial x \partial t} - \frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = -2\bar{\rho}\bar{c}\,\frac{\partial M}{\partial y}\frac{\partial v}{\partial x} \quad (2)$$

where p,u and v are acoustic quantities, and U(y) is the mean flow, M= U(y)/c and c is the speed of sound.

For a single mode (gravest in the present example) at radian frequency ω, the dependence of the acoustic quantities on time t and axial distance x is expressed by the usual factor exp $[ik_x x - i\omega t]$, such that p= Re [p(y)exp $(ik_x x - i\omega t]$ and similar relation holds true for u and v. Substituting the above equations, the second order partial differential equation reduces to an ordinary differential equation with boundary conditions B1=-v/p at y=o and B2=v/p at y=H where B1 and B2 are the normalized admittance perameters. The resulting equation with the boundary condition is solved for the unknowns p and k by applying a fourth order Runge-Kutta scheme. The iterative procedure is successfully applied by Mungur and Plumblee [11] for flow ducts and by Ramakrishnan [12] for a wall-jet flow configuration. [Note: Since we are interested only in the symmetrical gravest mode solution whenever B1 = B2, a plane of symmetry condition is applied at Y= H/2 to avoid round off errors in the numerical computation]. Over a wide frequency spectrum

the wave equation is solved for the acoustic pressure p and axial wave number kx. Acoustic velocities u and v are then obtained from the respective momentum equations.

The conservation equation to be solved is derived from wave-action (equation [1]) as follows: $\underline{f}(\underline{x})=o$ (3) where $\underline{f} = \underline{f}(f,g,o)$ is the flux or the pseudoenergy e. The exact formulations from references [7] and [10] are used to derive the expressions for the components of $\underline{f}$ and e.

We define a residual term $R=f_x + g_y$ (subscripts imply partial derivatives). A similar residual term is calculated for Cantrell and Hart [reference 3] type energy flux and for energy flux derived by Ryshov and Shefter [4]. The results of the three residuals are presented for three frequencies in figure 2. 10 log [R] is shown in the graph as a function of transverse distance y. It is seen that outside the boundary layer all the three formulations produce a conservable property. However, inside the boundary layer, the pseudoenergy alone provides a near zero residual. Near the edge of the boundary layer the residual for the pseudoenergy digresses slightly from zero. It is entirely due to the errors from the numerical integration procedure rather than any deficiency in the pseudoenergy formulation. As the frequency is increased, the residual for the Cantrell and Hart expression approaches zero and it is obvious that even for the present rotational flow, the Cantrell and Hart expression would become as accurate as the pseudo energy formulation, once the geometrical acoustics limit is reached. A similar trend for the Ryshov and Shafter expression is not to be seen.

An attempt was made to formulate a conservable energy-flux expression for acoustic propagation through non-uniform flow. A generalized wave-action property was used to derive a pseudoenergy flux expression for the gravest mode propagation through shear flow in ducts with compliant walls. The other energy flux expressions already used in special cases were also applied to calculate a residual term. It was shown that over a wide frequency spectrum pseudoenergy expression seems to be an ideal conservable property where as the Cantrell and Hart expression is seen to work closer to the geometric acoustic limit.

BIBLIOGRAPHY

[1] Fahy, F.J. "A Technique for Measuring Sound Intensity with a Sound Level Meter." Noise Control Engineering. 1977, 155-162.

[2] Munro, D.H. and Ingard, K.U. "On Acoustic Intensity Measurements in the Presence of Mean Flow." Journal of Acoustical Society of America, 1977, 05, 1602-1607.

[3] Morfey, C.L. "Acoustic Energy in Non-Uniform Flow." Journal of Sound and Vibration, 1971, 14, 159-170.

[4] Eversman, W. "Energy Flow Criteria for Acoustic Propagation in Ducts with Flow." Journal of Acoustical Society of America 1971, 49, 1717-1721.

[5] Mohring, W., "Energy Flux in Duct Flow." Journal of Sound and Vibration 1971, 18, 101-109.

[6] Mohring, W., "Acoustic Energy Flux in Nonhomogeneous Ducts.' AIAA Paper 77-1280, 1977.

[7] McIntyre, M.E. "On Conservable Wave Properties for General Acoustic Disturbacnes." Proceedings of the Institute of Acoustics 1978.

[8] Lighthill, M.J. Journal of Sound and Vibration, 1972, 24.

[9] Sturrock, P.A., "Energy and Momentum in the Theory of Waves in Plasmas." Journal of Mathematical Physics, 1962,3.

[10] Andrews, D.G., and McIntyre, M.E., "On Wave Action and its Relatives." Journal of Fluid Mechanics, 1978, 89 647-664 (Corrigendum 1979, 95 pp 796).

[11] Mungur, P. and Plumblee, H.E., "Propagation and Attenuation of Sound in a Soft Walled Annular Duct Containing a Sheared Flow." NASA SP. 207 pp 305-327. 1969

[12] Ranakrishnan, R., "Radiation in a Wall-Jet Flow Environment." Journal of Sound and Vibration, 1980 68, 389-405.

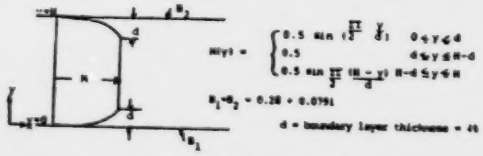


Figure 1 Shear flow in a two-dimensional duct

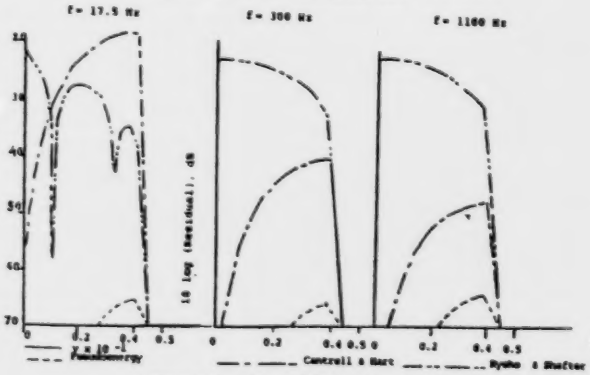


Figure 2 Comparison of Residuals

THEME [D]

METROLOGIE ACOUSTIQUE
ACOUSTICAL METROLOGY

(G. WONG)

CRITERES ET METHODES D'ETALONNAGE POUR LES INSTRUMENTS ET LES CAPTEURS DE MESURE

D 1

H. Scory, IRSST, Montréal, Québec.

Depuis plus de 3 ans que l'IRSST existe, le soutien analytique a mis au point un programme d'assurance qualité qui est appliqué annuellement à plusieurs centaines d'instruments de mesure du bruit utilisés par les hygiénistes industriels et les inspecteurs du gouvernement du Québec. La présentation décrira les méthodes d'étalonnage et d'essais qui ont été développés pour les différents types d'instrument, et mentionnera les critères minimaux de précision, actuellement exigés de l'instrumentation, en fournissant quelques uns des résultats obtenus.
Nous ferons part, également, des outils d'échantillonnage et d'analyse particuliers qui ont été élaborés, par l'IRSST, pour faciliter le travail effectué par les personnes s'intéressant à la protection de l'ouïe des travailleurs.

APPLICATIONS OF PRECISION ACOUSTICAL MEASURING TECHNIQUES

D 2

George S.K. Wong

Division of Physics
National Research Council of Canada
Ottawa, Ontario, Canada K1A 0R6

1.0 Introduction

Metrology is the science of measurement, and there is no boundary on the flow of knowledge between various disciplines of measurements. For example, some of the principles from mechanical dimensional metrology are very useful in electronic and acoustic metrology. The precision A.C. measuring system which has a resolution of better than 0.0001 dB, developed for the Canadian Primary Acoustical Standards, has applications in other branches of metrology.

2.0 The Interchange Reference Method for A.C. Measurements

The general arrangement of the interchange reference method[1] is shown in Fig. 1. Signal e_1 from a signal source is applied to the test device which has a gain of R, and the phase of the output signal e_2 is at an angle θ with respect to e_1. Switch S selects either e_1 or e_2 as the reference signal for the A.C. null-detector. The amplitudes of e_1 and e_2 are modified by attenuators α and β before reaching the differential inputs A and B of the null detector, which is a lock-in amplifier. In practice, one attenuator is sufficient for the calibration, although it must be shifted either to the A or the B input. With switch S at position (1), e_1 is the selected reference signal. Attenuators α and β are adjusted until the inphase component is at null. It can be shown, from the vector representation of the inphase null condition for the two positions of switch S, that the equations for the amplitude ratio $R = e_2/e_1$ and phase θ are given by:

$$R = [(\alpha_1/\alpha_2)(\beta_2/\beta_1)]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

$$\cos\theta = [(\alpha_1\alpha_2)/(\beta_1\beta_2)]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

The phase and frequency responses of electronic and electro-acoustical devices, and A.C. bridge measurements are some possible applications of the above method which can achieve uncertainties of the order of ppm for R and 0.01 degree for θ.

3.0 Applications in Thermodynamics

In view of the stability of our Primary microphone calibration system, and together with the precision of the interchange reference method, NRC is able to determine experimentally the variation of the specific heat ratio γ in air with humidity. In the reciprocity method of pressure calibration of condenser microphones, the two microphones with their diaphragms facing each other, are mounted in a relatively small cavity. One microphone is driven as a sound source and the other operates as a receiver. It can be shown that:

$$\gamma_h/\gamma_o = R_h/R_o \quad (3)$$

where γ_h, R_h and γ_o, R_o are the specific heat ratios, and the amplitude ratios derived from the driving signal and the receiving microphone, under two different concentrations of humidity in the cavity.

The above Primary Calibration system can be utilized to assess the specific heat ratio of other gases or gas mixtures by a comparison method.

The numerical values of γ in air (at a pressure of 101.325 kP_a, 0° to 30°C) for various degrees of humidity h, (dimensionless), and temperature t, (degrees Celsius), are given by an approximate equation (see Ref. 2):

$$\gamma = 1.39984 - A_t\,(h + 0.125) \quad (4)$$

$$\text{where } A_t = 5.2 \times 10^{-4} + 4 \times 10^{-5}t + 7.5 \times 10^{-7}t^2 + 4.5 \times 10^{-8}t^3 \quad (5)$$

References

1. G.S.K. Wong, "Precise measurement of phase difference and the amplitude ratio of two coherent sinusoidal signals," J. Acoust. Soc. Am. 75(3), 967-972 (1984).
2. G.S.K. Wong and T.F.W. Embleton, "Variation of specific heats and of specific heat ratio in air with humidity,", J. Acoust. Soc. Am. 76 (1984).

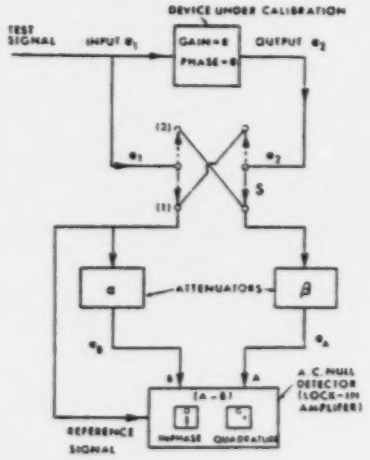


Fig. 1 Schematic arrangement of the Interchange Reference method for precise measurement of R and θ (see ref. 1). When the signal to noise ratio is low, it is necessary to square the reference signal. The square-wave circuit is not shown here.

STANDARDS USING TWO-MICROPHONE TECHNIQUES

D 3

Gunnar Rasmussen

Brüel & Kjær
18 Nærum Hovedgade
2850 Nærum
Denmark

ISO 3741-3746 propose methods for measurement of sound power from machines and other devices. These methods are based on measurement of sound pressure. Measurements executed by using sound intensity measuring instrumentation based on the two-microphone method can be carried out to the same or higher accuracy and are well suited for standardization. The method offers considerable advantages, and based on the experiences with practical intensity measurements a standard for sound power measurements has been proposed [1].

The proposal is based upon "IEC Publication 225: Octave, half-octave and third-octave band filters intended for the analysis of sound and vibration". It is thus direct compatible with the existing data base.

The sound intensity can be calculated from two sound pressures measured in two closely spaced points. The measurement of these two sound pressures may be carried out using condenser microphones traceable to standardized reciprocity calibration techniques: IEC 327:1971 - IEC 486:1974 - ANSI S1.10-1966 and IEC 655:1979.

The sound intensity calculations involve the measurements of both sound pressure and sound velocity. When using separate pressure and velocity transducers the absolute phase response of both transducers has to be known. Furthermore, the pressure and velocity measurements have to be performed very close to the same point. By the two-microphone method this source of error is eliminated because the same transducers are used for pressure and velocity measurements.

The two-microphone method requires the determination of the phase difference between two microphones. This is done by placing the microphones in a small volume where no energy flow exists. From measurements of sound pressure and sound intensity, the phase errors can be calculated and used for estimating the errors under actual practical measurements [2].

In principle, the intensity method, according to the proposed standard, is applicable to all types of machinery and surfaces radiating sound. It can be applied to pure tones, narrow band noise and broad band noise. It can be applied to continuous noise as well as to repeatable impulses. No limitation exists in principle on the size of the noise source. Constant background noise has no influence although accuracy of the measurement is influenced. A random error less than ± 1 dB can be expected if the background noise does not exceed the sound level

of the noise source by more than 10 dB on the measurement surface.

The sound power is calculated from the sound intensity measured in a number of points on an imaginary surface surrounding the source. The precision of the geometry of the imaginary measuring surface is very important for the sound power calculation. A simple geometry, fx a hemisphere, is recommended when ever practical. A sufficient number of measurement points should be distributed over the measurement surface. A doubling of measurement points should lead to reproduceable results within the desired accuracy. The variability between points should also be taken into account. Adjacent points should not vary more than 3 dB. Reproducibility of measurements carried out according to ISO 3745 and repeated under actual factory conditions using intensity can he reproduced to within ±0,2 dB or better(see table 1).

Variation in source position within the measurement area may lead to bigger deviation which again may be minimized by increasing the number of measurement points.

It is possible to propose a standard for the measurement of sound power levels. The standard allows comparison against existing standardized measurements and greatly increases the practical application of sound power rating of products, development of source ranking procedures, as well as reduction of time and cost in product development.

[1]: Brüel & Kjær, Dept.13: Proposal for:Determination of Sound Power of Sound Sources Using Sound Intensity Methods.
[2]: Brüel & Kjær, Dept.13: Per Rasmussen: Phase Errors in Intensity Measurements.

Source	Environment	Radius m	Points	Surface	Result dBA/100Hz 10kHz	Deviation	Diverse
4204/Serial No. 627902	Anechoic room	2,5	continuous	Hemisphere over hard surface	92,0		Calibrated standard reference source
4204/Serial No. 552277	Anechoic room	2,5	continuous	Hemisphere over hard surface	91,9		Calibrated standard reference source
2x4204 as above	Factory 96 dBA background noise	5,5	24	Hemisphere over concrete	94,9	- 0,05 dB	Factory measurement using 3360 - Δr = 12 mm
4204/Serial No. 600817	Anechoic room	2,5	continuous	Hemisphere over hard surface	91,4		Calibrated standard reference source
4204/Serial No. 600817	Outdoors	2	12	Asphalt	91,5	+ 0,1 dB	BAK 3360 - Δr = 12 mm
4204/Serial No. 600817	Outdoors	2	12	Asphalt	92,1	+ 0,6 dB	With windscreen UA 0701
4204/Serial No. 600817	Outdoors	2	12	Asphalt	92,0	+ 0,5 dB	With windscreen UA 0701
4204/Serial No. 600817	Outdoors	2	12	Asphalt	91,4	0	3360 - Δr = 12 mm. Person in hemisphere
4204/Serial No. 600817	Outdoors	2	12	Short wet grass	90,4	- 1 dB	Surrounded by building. 5 m to nearest wall.
4204/Serial No. 600817	Outdoors	2	12	Short wet grass	90,2	- 1,2 dB	Same with background noise 66 dBA

Table 1

TITRE: INTENSIMÈTRE ANALOGIQUE EN TEMPS RÉEL

D 4

AUTEUR: Claude Chamberland, Ing. jr.: Silentec Consultants
F.W. Slingerland professeur département génie mécanique, Université Laval

Adresse: 785 Plymouth suite 304, Ville Mont-Royal, Québec, H4P-1B2

La mesure de l'intensité acoustique en temps réel est devenue possible avec l'avènement de composantes analogiques de haute qualité. En utilisant une sonde composée de deux microphones (1/2") non appariés en phase et montés en configuration face à face, il est possible de construire un intensimètre analogique qui donne l'intensité acoustique moyenne ou instantanée

avec une précision de ± 1 dB (voir spécifications fig. 1). Un circuit de compensation a été ajouté afin d'étendre la bande passante vers les hautes fréquences sans avoir à changer l'espacement entre les microphones de la sonde. De plus l'utilisation d'un filtre extérieur permet de faire une analyse spectrale de l'intensité lorsque des problèmes plus complexes se présentent.

CIRCUIT DE CALCUL

En mesurant la pression acoustique en deux lieux différents séparés d'une distance delta, on peut approximer l'intensité acoustique moyenne selon l'équation:

$$\bar{I} = \frac{1}{T} \int_0^T -\frac{(P_1 - P_2)}{2f} \int \frac{(P_1 - P_2)}{\Delta} \, dt \, dt \qquad (1)$$

P1 & P2 : Pressions respectives des microphones 1 & 2

Δ : Espacement entre les microphones

f : Densité de l'air

T : Période du calcul de la moyenne

On peut simplifier l'équation (1) en substituant le calcul de (P1 + P2 / 2) par P1 ou P2. L'erreur introduite est faible et se manifeste aux hautes fréquences. Le diagramme du circuit est montré en annexe.

COMPOSANTES

Des composantes de haute qualité ont été choisies afin d'obtenir les hauts gains et la précision en phase nécessaire au calcul de l'intensité. Le choix des composantes a été fait de manière à minimiser le nombre de circuits intégrés et le nombre de composantes passives. Il en résulte un cicuit simple et facile à assembler qui nécessite peu d'ajustements. Il entre dans un petit volume et consomme peu d'énergie. Les critères de sélection d'un circuit intégré sont:

- Produit bande de fréquence x gain élevé
- Tensions et courants de "off-set" très faibles
- Stabilité en température et en temps
- Petit nombre de composantes extérieures
- Consommation faible

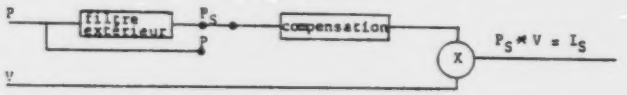
Les spécifications de l'appareil sont en annexe.

AMÉLIORATIONS

Les principales améliorations qui ont été apportées sont:

- Élimination d'une opération (P1 + P2 / 2) dans le calcul de l'intensité. On peut prouver théoriquement que l'erreur introduite est faible.
- Compensation de l'erreur d'approximation dans les hautes fréquences. Pour ce faire, il s'agit d'ajuster la reponse en fréquence (f_R, Q) d'un filtre passe-bas afin de multiplier l'intensité instantanée par un facteur approximativement égal à ($K\Delta$ / sin $K\Delta$) qui est l'inverse de l'erreur d'approximation du gradient de pression introduite par la méthode des deux microphones.

- Utilisation d'un filtre extérieur pour faire de l'analyse spectrale. L'introduction d'un filtre dans le canal pression (P, voir diagramme) permet d'obtenir l'intensité spectrale correspondante à la pression.



APPLICATIONS

L'intensimètre analogique que nous avons fabriqué est principalement voué à l'utilisation industrielle. La précision et les performances de l'appareil sont suffisantes pour analyser des problèmes de complexité moyenne en utilisant les méthodes déjà connues de l'intensimétrie. Ces méthodes sont, la détermination de la puissance acoustique émise par une source in-situ et le diagnostic d'une source sonore. Ces méthodes peuvent être appliquées en utilisant l'intensité moyenne totale ou spectrale. L'intensité moyenne totale est donnée directement à la sortie de l'intensimètre. L'intensité moyenne spectrale peut être obtenue de deux façons, 1e en utilisant un filtre extérieur, 2e en analysant l'intensité instantanée donnée par l'intensimètre avec un analyseur de spectre à un canal.

Les résultats que nous avons obtenus jusqu'à maintenant démontrent que l'appareil fonctionne bien sur une gamme de (300 - 10000 Hz) même si les microphones ne sont pas appariés en fréquence (voir reponse en fréquence en annexe). En utilisant des microphones appariés en phase, il est possible de réduire la limite inférieure à (100Hz).

CONCLUSION

La recherche effectuée démontre qu'il est possible de construire un intensimètre analogique qui est performant, fiable, léger, autonome (≈ 8 HRS) et surtout beaucoup moins dispendieux que les versions digitales qui sont actuellement disponibles. L'intensimètre analogique se révèle donc être une solution très versatile car on peut choisir la gamme de fréquence d'intérêt en choisissant une paire de microphones appariés ou non et en compensant pour les erreurs à haute fréquence. Il est même possible d'utiliser des équipements qui sont probablement déjà existants (filtre, analyseur de spectre) afin de faire des études plus complexes.

SPÉCIFICATIONS

GAMME DYNAMIQUE	70-130dB @ 1kHz
GAMME DE FRÉQUENCE	@ 10mm 300 - 11000 Hz @ 15mm 100 - 10000 Hz
IMPÉDANCE D'ENTRÉE	33 kΩ
VOLTAGE D'ENTRÉE	0.120 mV AC
VOLTAGE DE SORTIE	1 mV = 1 dB 0.12 V DC 1 Vrms 0.12 V AC
ALIMENTATION	Direct 120 V AC Batteries 6 à 7.5 V DC
CONSOMMATION	16 mA
DIMENSIONS	70 x 133 x 200 mm
OPTION	Analyse spectrale
ENTRÉE	P1 & P2 pour sonde de l'intensimètre
SORTIE	100 x P1 100 x P2 0.12 V AC 1 Vrms 1 V DC

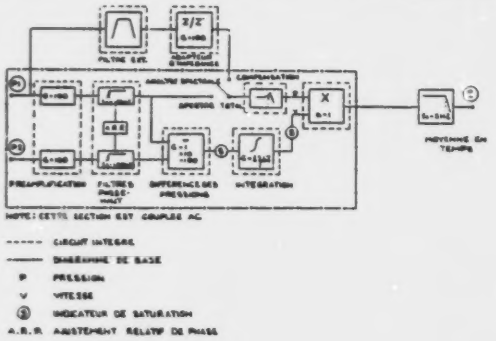


FIGURE 2

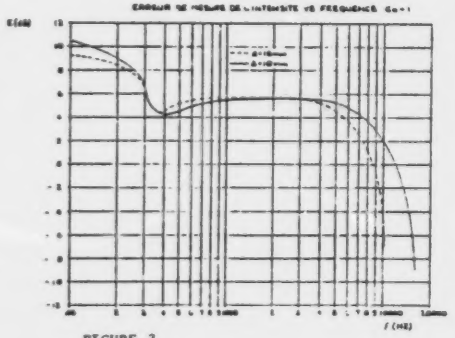


FIGURE 3

TRANSMISSION LOSS MEASUREMENTS: CONVENTIONAL VERSUS INTENSITY D 5

R.E. Halliwell, A.C. Warnock, N.R.C., Division of Building Research, Ottawa.

A two-room reverberation suite with rooms of different volume was used to compare transmission loss measurements made using conventional methods with those made using the intensity method. The rooms are connected by a "tunnel", 1.4m long, in which the specimen was placed at five different locations. Conventional transmission loss measurements were made in both directions and intensity measurements made with the small room acting as the receiving room. To simulate the wide range of receiving rooms found in real buildings and to test the sensitivity of the intensity method to reactive fields, four different absorption conditions were presented in the small room for each of the wall positions. Neither method was found to vary appreciably with the amount of absorption, but both showed some dependence on the wall position. The intensity method was found to give a transmission loss much closer to the expected mass law dependence than did the conventional method.

EVALUATION OF SILENCER PERFORMANCE THROUGH SOUND INTENSITY MEASUREMENTS D 6

XENIA VRUVIDES

SNC Group, 1 Complexe Desjardins, Montréal H5B 1C8

Owing to the impracticality of conventional sound level measuring techniques when background noise levels are similar or greater than those expected at silencer outlets, the acoustic power radiating into and out of a silencer was considered as a possible technique in the evaluation of tahe in-situ performance of one of sixteen prototypes installed on the exhausts of a generator.

Measurements were performed with the B & K Sound Intensity Analysing System Type 3360 using two ½ in. phase matched microphones and a 50 mm spacer for measurements in the frequency range of 31.5 Hz to 1.25 kHz.

A grid system was set up to enable an adequate description of the noise radiating from the silencer surfaces, with a total of 115 points measured in the near field.

As it was not possible to shut down the generators to measure power radiating from the silencers it was necessary to perform two sets of measurements - one with a fiberglass cover on the exhaust of the silencer, the other without the cover. The difference between the two readings represented the power radiating from the silencer.

On analysis of the measured data and in comparing the noise field prior to the silencer installation with the field after the silencers had been installed, it was concluded that the silencers were

performing in accordance with the specified insertion loss for that particular application. However, it was also noted that radiation from the walls was higher than from the exhaust and it was therefore possible to take the proper steps to ameliorate this problem.
Though sound intensity measurements have certain advantages over conventional sound pressure measurements in that background levels do not influence sound power determinations, or that restrictions are not placed in the area where measurements are to be performed, some limitations were observed in the evaluation of the silencer performance. One particular disadvantage can be found in the calculation of the noise reduction where levels greater than 20-25 dB are not identifiable when the intensity method is employed.

CONTROLE NUMERIQUE DES SIGNAUX IMPULSIFS EMIS PAR UN HAUT-PARLEUR

M. Sawan, J. Nicolas, G. Lemire D 7

G.A.U.S., Génie Mécanique, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada, J1K 2R1

INTRODUCTION

Le problème auquel cette étude veut répondre est celui du contrôle complet de l'émission des signaux impulsionnels de forte amplitude par un haut-parleur. En effet le contrôle complet comprend les éléments de base soit: l'amplitude, la durée, le contenu fréquentiel et la répétitivité du signal obtenu qui est due à la fiabilité de méthode numérique de traitement.

Ces signaux pourraient trouver place dans plusieurs domaines. Cependant nous nous intéresserons qu'aux nombreuses applications acoustiques soit:

1- Mesure de la perte auditive (signaux de longue durée)
2- Variation de la pression sonore en fonction de la distance
3- Classement des rayons, propagés dans un environnement quelconque (signaux de courte durée)
4- etc...

PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

D'abord, et surtout, il convient de rappeler que le système (amplificateur, haut-parleur et microphone en cascade) présente une fonction de transfert H(f). En effet les figures 2a et b montrent le comportement de ce système, c'est-à-dire la réponse $y_1(t)$ à l'entrée $x_1(t)$.

Nous supposons que le signal à émettre est $y_2(t)$ (voir fig. 1) connaissons la fonction de transfert H(f), quel serait alors le signal électrique $x_2(t)$ à injecter à l'entrée du système pour obtenir cette sortie $y_2(t)$?

Etant donné que la fonction de transfert est donnée par

$$H(f) = \frac{Y_2(f)}{X_2(f)}$$

ainsi $x_2(t) = F^{-1}(X_2(f)) = F^{-1}\left(\frac{Y_2(f)}{H(f)}\right)$ où $X_2(f)$ et $Y_2(f)$ sont les transformées de Fourier de $x_2(t)$ et $y_2(t)$.

La structure d'un haut-parleur est surtout caractérisée par sa bande de fréquence dont il faut tenir compte afin d'éviter sa destruction. Pour ce faire, on a recours au filtrage des signaux à appliquer à l'entrée du système. Nous avons utilisé des filtres numériques récursifs qui sont qualifiés par la précision, la facilité de manipulation et le grand choix des paramètres (ordre, atténuation, fréquences, etc...).

Cependant le filtrage analogique est éliminé parce qu'il présente des effets négatifs pour la correction à moins d'effectuer des manipulations manuelles.

Il faut tenir compte aussi de la directivité du haut-parleur, du milieu, de la distance et de la linéarité du système.

Les étapes de la méthode sont résumées par:

1- Calcul du signal théorique désiré et filtrage numérique de ce dernier $x_1(n)$.
2- Conversion numérique-analogique $x_1(t)$
3- Injection du signal $x_1(t)$ et obtention de la réponse $y_1(t)$
4- Acquisition des transformées de Fourier de $x_1(t)$ et $y_1(t)$ de l'analyseur F.F.T. 2032 et calcul de la fonction de transfert H(f), ainsi que le signal corrigé $X_2(f)$.
Sachons que le signal désiré à la sortie du haut-parleur est $y_2(t) = K\, x_1(t)$, K étant une constante positive.

$$X_2(f) = \frac{Y_2(f)}{H(f)} = K\,\frac{X_1(f)}{H(f)} = K\,\frac{X_1^2(f)}{Y_1(f)} = f(X_1, Y_1)$$

5- Calcul du FFT inverse et obtention de $x_2(n)$
6- Conversion numérique-analogique et injection du signal $x_2(t)$.

RESULTATS EXPERIMENTAUX

Sur la figure 2 nous présentons le développement d'une exécution complète de la méthode d'émission. En effet les deux courbes a et b indiquent le signal théorique désiré $x_1(t)$ et la réponse du système à ce signal $y_1(t)$. Cependant les courbes c et d sont le signal corrigé $x_2(t)$ et le signal émis $y_2(t)$. En plus les courbes e et f montrent les spectres du signal théorique calculé $X_1(f)$ et du signal émis $Y_2(f)$.

Le signal principal théorique est de type $\frac{\sin x}{x}$, fréquence fondamentale est 2 KHz. Ce signal est déformé par le filtrage. En effet le filtre utilisé est elliptique, les fréquences de coupures sont de 350 et 8350 Hz, l'atténuation est de 50 dB et la fréquence d'échantillonnage est de 62.5 KHz.

La durée du signal théorique sur la figure est de 16 m sec. mais celle de traitement est de 33 m sec.

Le nombre d'échantillons est de 2048.

Nous avons constaté que l'amélioration du résultat dépend principalement de la bonne qualité du haut-parleur et de la puissance élevée de l'amplificateur, etc...

Le signal émis $y_2(t)$ est très semblable au signal théorique $x_1(t)$. La présence de composante continue (basse fréquence) est liée au bruit du local et de la qualité de certains appareils.

CONCLUSION

Les essais réalisés par ce procédé ont montré que la méthode est très efficace. Nous avons pu constater que le système assure une très bonne répétitivité et une linéarité sur une gamme étendue d'amplitude.

Les mesures effectuées dans le local semi-anéchoïque ont augmenté la précision de la fonction de transfert recherché.

REFERENCES

J.C. Davis, J. Mac Intosh, K.A. Muholland, "The Generation of Short Duration Acoustic Signals", J.S.V. 76(1) (1981).

UTILISATION DU MICRO-ORDINATEUR DANS LE DOMAINE DE L'ACOUSTIQUE: L'INTERFACE IEEE-488 (HP-IB) ET UN OSCILLATEUR SOFTWARE

D 8

Y. Champoux

G.A.U.S., Génie mécanique, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada, J1K 2R1.

Pour mesurer avec précision la puissance acoustique radiée par des sources sonores émettant des tons purs, il est nécessaire que la chambre réverbérante utilisée soit qualifiée selon le standard ANSI S1.32-1980. Une telle qualification nécessite l'utilisation d'appareils de mesures dispendieux et spécialisés. Etant donné la complexité de la qualification et le nombre important de données à traiter le système de mesure (voir figure 1) doit être automatisé.

INTERFACE IEEE-488

L'automatisation d'un tel système requiert habituellement l'interconnexion de différents appareils. Cette interconnexion n'est possible que si les deux appareils possèdent la même interface, i.e. échangent l'information en utilisant le même "langage". Une interface simple a été développée pour permettre l'échange de données (niveau de bruit) d'un analyseur de fréquence digitale (équipé de l'interface IEEE-488) à un micro-ordinateur SYM-1 SYNERTEK.

L'information numérique est transmise par l'analyseur sous forme de mots de 8 bits à raison de un mot par caractère codé en ASCII (ex. 100.5 représente 5 caractères donc 5 mots). Huit fils plus un fil de masse doivent donc au départ relier les deux appareils via les connecteurs appropriés.

Connaissant la façon dont l'information est codée par le "parleur" (analyseur) il est alors facile de la décoder une fois placée dans la mémoire du micro-ordinateur. La partie délicate de l'interface est le contrôle de la circulation de l'information d'un appareil à l'autre. Ce contrôle s'effectue grâce à 3 fils supplémentaires en utilisant un "langage" appelé "Dialogue trois fils". La figure 2 illustre la séquence de commande de transfert d'un mot de données à l'aide des 3 fils E_1, E_2, P_1. Dans un premier temps l'écouteur met sa ligne E_1 en position haute (5 volts) pour indiquer qu'il est prêt à recevoir un mot de données. Le parleur reconnaît cet état, place un mot de données sur les 8 fils de données et met sa ligne P_1 en position basse (0 volt). L'écouteur reconnaît le changement d'état de la ligne P_1 et il place l'information maintenant disponible, en mémoire. Il met ensuite sa ligne E_2 à 5 V pour indiquer qu'il a fini de lire les données. Le parleur acquiesse en mettant sa ligne à 5 V et retire le mot de données. L'écouteur reconnaît le changement d'état de P_1; il met alors E_2 à 0. L'échange se termine ici, on est revenu au point de départ prêt à recommencer pour un prochain mot de données.

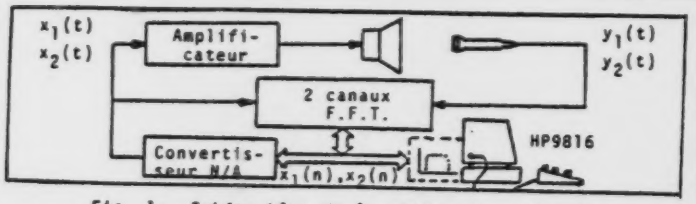


Fig. 1: Schéma bloc de la chaîne de traitement

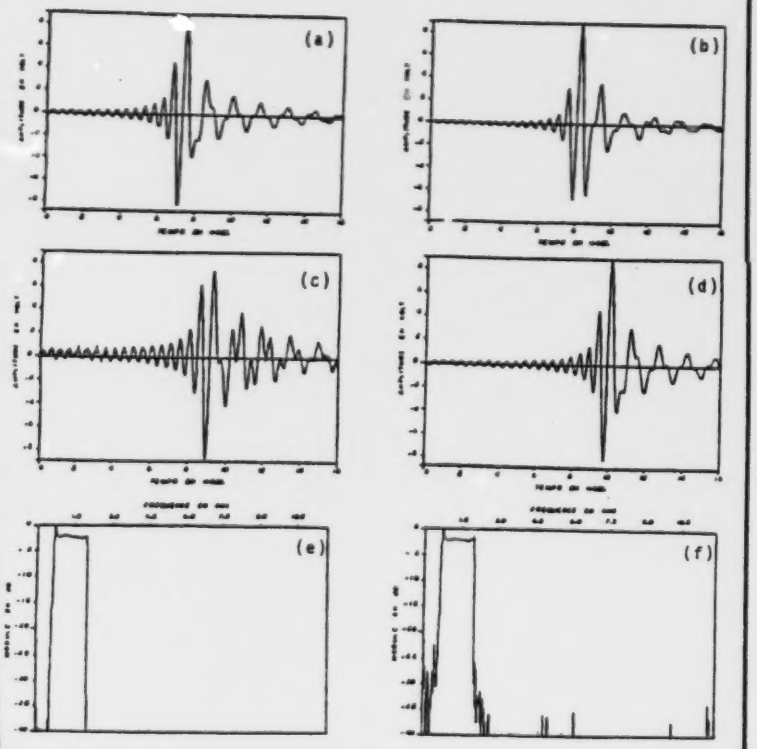


Fig. 2: a,b,c et d) Exemple de contrôle complet
e et f) Spectres des 2 signaux calculé et émis

La réalisation de cette interface n'a nécessité que le raccord de deux appareils via 12 fils et le développement d'un programme. Ce programme peut être écrit en BASIC en utilisant la commande POKE et la fonction PEEK. Pour plus de vitesse d'échange, comme par exemple pour mesurer le temps de réverbération, il faut cependant utiliser l'"ASSEMBLER" et le LANGAGE MACHINE.

OSCILLATEUR SOFTWARE

La qualification d'une chambre réverbérante nécessite l'utilisation d'un oscillateur générant une onde sinusoïdale. Quelques 365 fréquences distinctes doivent être ainsi générées. L'espacement entre deux fréquences n'étant souvent que de 1 Hz, il est impensable de fonctionner en ajustant manuellement la fréquence. Pour contourner ceci et pour éviter d'acheter un appareil dispendieux d'utilisation limitée, un oscillateur "software" a été développé. Cet oscillateur est composé d'un micro-ordinateur (le même) et d'un convertisseur digital/analog de 8 bits. Le convertisseur de fabrication maison est composé d'une puce et de quelques résistances et capacitances.

La partie software quant à elle offre un certain intérêt. Le fonctionnement est le suivant: l'amplitude d'une période seulement d'une sinusoïde est discrétisée en un certain nombre de points (N_p) (voir figure 3). Ces valeurs sont mises en mémoire pour, par la suite, être fournies à un certain rythme au convertisseur qui les transforme en voltage (de façon proportionnelle). Le dernier point ayant été fourni, on recommence alors avec le premier de sorte que l'on met bout-à-bout la même période du signal. La fréquence émise (F) égale l'inverse du nombre de points (N_p) multiplié par le temps écoulé entre deux points (T_{edp}).

$$F = 1/(N_p \times T_{edp})$$

La fréquence particulière (206 Hz dans notre cas) est définie comme la fréquence obtenue lorsque le plus grand nombre de points est utilisé (255 points) au rythme le plus rapide (T_{edp} minimum soit 19 µsec). Pour varier la fréquence, on ne peut qu'augmenter T_{edp} ou diminuer N_p. La figure 4 montre les sous-routines qui ont pour tâche de fournir, grâce à une boucle infinie, les points les uns à la suite des autres. Chaque sous-routine émet les points à un rythme différent.

Afin de vérifier la qualité de l'oscillateur, le spectre en fréquence du signal fourni par l'oscillateur software est comparé au spectre du signal fourni par un générateur analogique. Les résultats de la figure 5 et 6 montrent que les spectres sont très semblables. La réjection des fréquences, de chaque côté de la fréquence émise, est même supérieure dans le cas du générateur software et cela malgré le fait qu'un des signaux est constitué que de 18 points.

Le grand avantage d'un oscillateur software est que l'on peut modifier le signal temporel à sa guise. Pour démontrer ceci, une onde carrée a été générée et analysée. La figure 7 illustre une telle onde. Encore ici la réjection est supérieure pour l'oscillateur software. A la figure 8, une onde carrée formée que de 18 points est analysée.

Une détérioration du spectre peut être constatée par l'apparition d'harmoniques aux fréquences qui sont des multiples paires de la fondamentale. Nous croyons que ces harmoniques proviennent du fait que la montée ou la descente du signal, pour une onde carrée, ne peut se faire d'une façon parfaite (verticale) étant donné que les points sont fournis à un intervalle de temps fixé. Pour minimiser cet effet, on se doit de réduire T_{edp} en choisissant un micro-ordinateur et un convertisseur très rapide.

L'utilisation du micro-ordinateur dans le domaine de l'acoustique, comme dans à peu près tous les domaines, offre d'intéressantes possibilités. Nous avons montré qu'il est relativement facile de générer sa propre interface et que, par conséquent, il est possible d'utiliser un micro-ordinateur (souvent moins dispendieux) qui n'est pas équipé d'une certaine interface.

Nous avons également démontré que, pour un coût minime, un oscillateur possédant d'intéressantes caractéristiques peut être développé.

REFERENCES

- BASIC Reference Manuel; Synertek Systems Corporation (1978).
- Data Acquisition Hand Book, National Semiconductor (1978).
- Instruction Manual for the Digital Frequency Analyser. Type 2131. Bruël & Kjaër Inc. (1979).
- Interfaces Instruments Bruël & Kjaër (1979).
- Prevision Methods for the Determination of Sound Power Levels of Discrete Frequency and Narrow-Band Noise Sources in Reverberation Rooms (ANSI S1.32-1980) (ASA 12-1960).

Fig.1

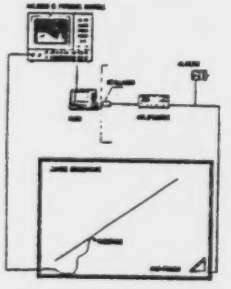


Fig.2

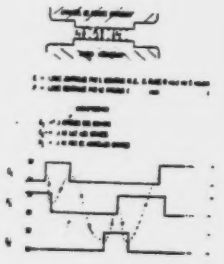


Fig.3

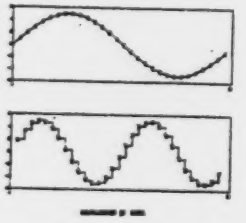


Fig.4

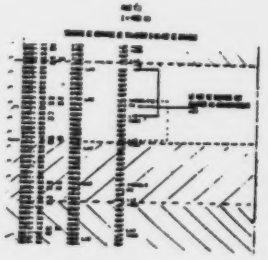


Fig.5

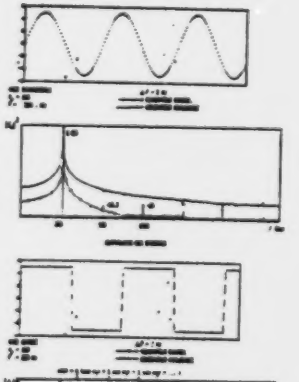


Fig.6

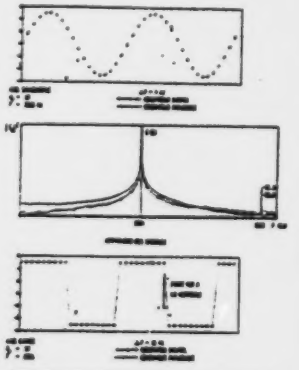


Fig.7

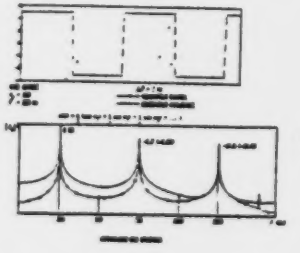
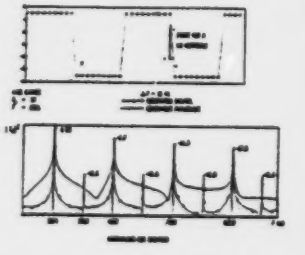


Fig.8



THEME [E]

BRUIT ET AUDITION
NOISE AND HEARING

(R. HETU)

TITRE/TITLE: DRAFT GUIDELINE FOR REGULATORY CONTROL OF OCCUPATIONAL NOISE EXPOSURE AND HEARING CONSERVATION

AUTEUR(S)/AUTHOR(S): D.A. Benwell

E 1

ADRESSE/ADDRESS: Non-Ionizing Radiation Section, Radiation Protection Bureau, National Health and Welfare, Room 233, Environmental Health Centre, Tunney's Pasture, Ottawa, Ontario K1A 0L2.

The Federal/Provincial Advisory Committee on Environmental and Occupational Health established a Working Group on Occupational Noise Exposure and Hearing Conservation in September 1982. The terms of reference were basically to prepare for publication a guideline for regulatory control of occupational noise exposure and hearing conservation with due regard for respective jurisdictions and responsibilities.

A draft report entitled "Guideline for Regulatory Control of Occupational Noise Exposure and Hearing Conservation" was prepared in April 1984 and circulated for comment. The final report is planned for publication in the spring of 1985.

The Guideline was prepared to assist Provinces to update their Regulations for Occupational Noise Exposure and Hearing Conservation. It may be adopted in its entirety, or may be modified to satisfy the specific requirements of each Province.

The Guideline is the result of the combined effort of a group of people with expertise in both occupational noise exposure control and in the associated regulations across Canada. Input and comments have been solicited from all the Provinces and from acoustics experts working in the area of occupational noise. One of the information bases used in the production of the report was a survey distributed by the Canadian Standards Association Committee of Acoustics and Noise Control Task Force on Occupational Noise to more than 150 representatives of government, regulators, employers, labour, consultants, universities and hospitals.

This paper describes the contents of the Guideline which include a statement of purpose, a framework for a regulation respecting noise exposure and hearing conservation, a rationale for the framework, and codes of practice for noise exposure control, audiometry and noise measurement.

The Guideline is discussed in the context of other activities to control occupational noise exposure in Canada.

TITRE: NORME PROVISOIRE POUR LA REGLEMENTATION DE L'EXPOSITION PROFESSIONNELLE AUX BRUITS ET LA PROTECTION DE L'OUIE

AUTEUR(S): D.A. Benwell

ADRESSE: Section des rayonnements non ionisant, Bureau de la radioprotection, Santé nationale et Bien-être social, Pièce 233, Centre de l'hygiène du milieu, Tunney's Pasture, Ottawa, Ontario, K1A 0L2.

Le Comité consultatif fédéral-provincial de l'hygiène du milieu et du travail a établi, en septembre 1982, un groupe de travail sur l'exposition professionnelle aux bruits et la protection de l'ouïe. Son mandat consistait essentiellement à préparer une norme pour la réglementation de l'exposition professionnelle aux bruits et la protection de l'ouïe, en tenant dûment compte des domaines de compétence respectifs.

Un rapport provisoire intitulé "Guideline for Regulatory Control of Occupational Noise Exposure and Hearing Conservation" a été mis en circulation en avril 1984 pour fins d'observations. Le rapport final devrait être publié au printemps de 1985.

La norme a été préparée afin d'aider les provinces à actualiser leur réglementation dans ce domaine. Elle pourra être adoptée dans sa totalité ou être modifiée en fonction des exigences spécifiques de chaque province.

Elle est le fruit des efforts combinés d'un groupe d'experts dans le contrôle de l'exposition professionnelle aux bruits et dans la réglementation qui s'y applique. Ces experts viennent d'un peu partout au Canada. Ils ont sollicité les avis et les observations de toutes les provinces et de spécialistes de l'acoustique travaillant dans le secteur des bruits industriels. L'une des base de renseignements qui a servi à la préparation du rapport a été constituée à partir de questionnaires qu'un groupe d'étude de l'Association canadienne de normalisation a distribué à plus de 150 représentants du secteur gouvernemental, d'organismes de réglementation, du patronat, du milieu syndical, de firmes-conseils, d'universités et d'hôpitaux.

Le présent document présente le contenu de la norme, avec un énoncé de l'objet visé, un cadre de réglementation de l'exposition aux bruits et de la protection de l'ouïe, une justification du cadre de réglementation, et des codes d'usages concernant le contrôle de l'exposition aux bruits, l'audiométrie et la mesure du bruit.

La norme y est étudiée en fonction d'autres activités visant régir l'exposition professionnelle aux bruits au Canada.

TABLE 1: FEDERAL/PROVINCIAL GUIDELINE ACTION LEVELS (1)

ACTION SOUND AND EXPOSURE LEVEL	REQUIRED ACTION
Sound level is greater than 80 dBA for a significant period of time	Screening assessment
Exposure level, L_{ex} greater than 85 dBA (for 8 hours per work day)	Hearing conservation program Noise measurement Voluntary hearing protection Warning signs Audiometric tests Records Worker education
Exposure level, L_{ex}, greater than 90 dBA (for 8 hours per work day) Non-impulse sound level greater than 115 dBA Impulse sound level greater than 140 dB.	Mandatory exposure control - engineering controls - work practices Hearing protection

TABLE 2: SHAW REPORT RECOMMENDATIONS (2) SUBMITT

REQUIREMENT	WORKPLACE NOISE LEVEL AND NOISE EXPOSURE LEVELS AT WHICH ACTION WOULD BE REQUIRED	TIME FRAME
Measurement of noise	$L_{Aeq,10s}$ = 40 dB (workplace noise level)	10 seconds
Mandatory Hearing Protection with Education and Instruction	$L_{Aeq,8h}$ = 85 dB (Noise exposure level)	8 hours work day
Hearing Conservation with Periodic Audiometry	$L_{Aeq,40h}$ = 85 dB (Noise exposure level)	40 hour work week
Development of Engineering Controls	$L_{Aeq,40h}$ = 90 dB	40 hour work week

TABLE 3: MANITOBA PROPOSED ACTION LEVELS

L_{eq} (Time-weighted Average Sound Level)	80 dBA	Worker education Hearing surveillance
	85 dBA	Worker education Hearing surveillance Voluntary hearing protection
	90 dBA	Worker education Hearing surveillance Mandatory exposure control
L_{max}	115 dBA	Worker education Hearing surveillance Mandatory exposure control
L_{peak}	140 dB	Worker education Hearing surveillance Mandatory exposure control

LA REGLEMENTATION CANADIENNE EN MATIERE DE BRUIT EMIS PAR LES JOUETS RECREATIFS ET EDUCATIFS

E 2

R. Hétu, S. Brochu, F. Lacombe et M. Poisson

Ecole d'orthophonie et d'audiologie
Université de Montréal
2375, chemin côte Ste-Catherine, Montréal, H3T 1A8

Quelle protection est assurée aux consommateurs canadiens en matière de bruit émis par les jouets d'enfants? D'une part, la Loi sur les produits dangereux (Chapitre 3, article 10; publiée 70-11-14, revisée 74-7-4), administrée par Consommation et Corporation Canada, comporte des dispositions explicites à ce sujet. D'autre part, les pistolets-jouets sont régis par la Loi sur les explosifs, appliquée par le Ministère fédéral de l'Energie, des mines et des ressources. Ces dispositions légales apparaissent toutefois très peu satisfaisantes pour trois raisons: a) la formulation des limites réglementaires du bruit émis par les jouets comporte de sérieuses ambiguités; b) même appliquées rigoureusement, il est improbable que ces limites assurent la protection de l'intégrité de la fonction auditive des utilisateurs de jouets bruyants; c) la procédure d'évaluation de la conformité des jouets en regard des règlements en vigueur n'a fait l'objet d'aucune normalisation. Ces différents problèmes ont été considérés au plan théorique, technique et pratique dans le contexte de la présente analyse.

PROBLEMES DE FORMULATION

L'article de loi décrète comme étant un produit dangereux les jouets "qui font ou émettent un bruit dont le niveau dépasse cent décibels lorsqu'on le mesure à la distance qu'il y aurait ordinairement entre le produit et l'oreille de l'enfant qui l'utilise".

Cet énoncé fort simple pose plusieurs problèmes:
- la limite de 100 dB ne se rapporte à aucune unité de mesure et à aucune valeur de référence, bien qu'il s'agisse vraisemblablement d'un niveau de pression acoustique rapporté à 20 micro-Pascals.
- aucune bande de fréquence n'est considérée, que ce soit directement ou par l'intermédiaire d'un réseau de pondération normalisé.
- l'expression du niveau limite ne réfère à aucune constante de temps normalisée des appareils de mesure ("rapide", "lente", "impulsion", "retenue de crête").
- "la distance entre le produit et l'oreille ..." est sujette à interprétation; il serait éventuellement préférable de mesurer la puissance acoustique du produit.

Dans ce contexte, il est difficile de décréter qu'un jouet ne rencontre pas les limites réglementaires. A titre d'illustration, nous avons mesuré les niveaux de pression acoustique d'une vingtaine de jouets bruyants à l'aide d'un sonomètre Brüel et Kjaer modèle 2218 muni d'un microphone BK-4165; à l'exclusion des pistolets à amorce, des niveaux crêtes de 103 à 138 dB SPL ont été relevés pour 6 jouets à la distance présumée de l'oreille d'un utilisateur. Ces produits ont pourtant été jugés staisfaisants par les inspecteurs de la sécurité des produits.

VALIDITE DES LIMITES REGLEMENTAIRES

On connait encore très mal la sensibilité spécifique des enfants à l'égard des effets auditifs du bruit (voir: ref. 1-2). Considérant les dimensions et la géométrie de l'oreille externe des enfants, il est probable qu'ils soient plus sensibles que les adultes aux sons très aigus, c'est-à-dire dans la bande de fréquences comprises entre 4000 et 8000 Hz. Ainsi nous est apparu inacceptable le son produit par un jouet pour poupon atteignant à 15 cm 98 dB SPL dans la bande de tier d'octave centrée sur 6,3 kHz, de même que le son d'une flûte-jouet atteignant 95 dB SPL dans la bande de 5 kHz lorsque mesuré à 45 cm. Compte tenu du nombre trop limité de données scientifiques rigoureuses sur la question, on doit présumer que les enfants ont la même sensibilité que les adultes. Dans ce cas, une limite de 100 dB SPL (éventuellement de 100 dBA) rend admissible la vente de jouets qui pourront causer aux enfants l'acquisition d'une fatigue auditive de 10, 20, 30 dB ou même davantage, dépendant du temps d'utilisation du jouet.

Par exemple, nous avons mesuré un L_{Aeq} de 96 dB pour plusieurs minutes d'utilisation d'un jeu de hockey sur table; après une heure de jeu, des adultes auraient en moyenne 20 dB de perte d'audition temporaire à 4000 et 6000 Hz. Cette fatigue auditive représente une atteinte à l'intégrité de la fonction auditive et un danger éventuel de perte d'audition permanente. D'une manière générale, les jouets devraient être conçus de telle façon que leur usage ne cause pas l'acquisition d'une fatigue auditive.

Dans le cas des jouets à explosifs, la limite actuelle de 150 dB (SPL - en valeur crête) ne représente certainement pas une protection contre l'acquisition de déficits auditifs non seulement temporaires mais aussi permanents. En milieu industriel, la limite est de 140 dB SPL. Les résultats d'études récentes sur les effets des bruits d'impact [3] conduisent à proposer des limites à 130 dB crête.

ABSENCE DE CODE D'ESSAI

La limite réglementaire, telle que formulée, ne réfère à aucun code d'essai précis pour son application. Pour être reproductible, une mesure de niveau de pression acoustique doit être faite selon des conditions très strictes en ce qui concerne notamment
- le local d'essai
- l'instrumentation utilisée et son mode d'opération
- la prise de mesure
- les conditions d'utilisation du produit qui émet le bruit.

Dans la perspective d'une révision du règlement actuel, il apparaît essentiel de développer et de normaliser un tel code d'essai de sorte que les nouvelles limites réglementaires puissent y référer.

CONCLUSION

Dans l'état actuel des choses, malgré une application stricte du règlement en vigueur, des jouets présentement disponibles dans le commerce peuvent produire des bruits nocifs pour l'audition. Leur utilisation peut causer des pertes permanentes d'acuité auditive ou encore des pertes temporaires relativement importantes. Une révision des limites réglementaires mérite d'être entreprise ainsi que l'élaboration d'un code d'essai approprié pour l'application de nouvelles limites.

REFERENCES

1. MILLS, J.H. Noise and children: a review of literature. J. Acoust. Soc. Am., 1975, 58: 767-779.

2. HETU, R, DUMONT, L. & LEGARE, D. TTS at 4 kHz among school-age children following a continuous exposure to a broadband noise. J. Acoust. Soc. Am., 1977, 62: S96.

3. TREMOLIERES, C. & HETU, R. A multi-parametric study of impact noise-induced TTS. J. Acoust. Soc. Am., 1980, 68: 1652-1659.

TITRE: L'ACUITÉ AUDITIVE DES ÉTUDIANTS DE SECTEURS PROFESSIONNEL ET ACADEMIQUE

AUTEURES: France Filiatrault, conseillère en recherche
Louise Paré, audiologiste

ADRESSE: D.S.C. de Lanaudière
585, boul. Manseau
Joliette, P.Q.
J6E 3E5

E 3

Bien que limitée, l'exposition au bruit à travers l'apprentissage scolaire du secteur professionnel est soupçonnée être suffisante pour produire une atteinte de l'acuité auditive chez les jeunes qui y sont inscrits[1]. La présente étude compare l'audition d'élèves inscrits dans des programmes professionnels bruyants à celles d'élèves du secteur académique (non-bruyant).

Objectifs:

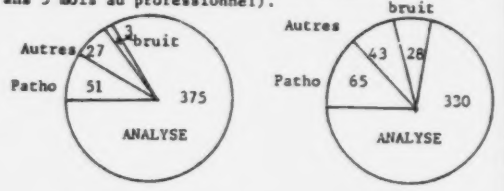
Comme il n'existe pas de données canadiennes concernant l'audition de cette population, notre objectif premier est d'en décrire les seuils auditifs puis, de voir s'il y a une association entre l'état de l'acuité auditive et l'exposition en atelier. Notre hypothèse est que l'acuité auditive des élèves du secteur professionnel est moins bonne (seuils plus élevés) que celle des élèves de l'académique. Etant donné le caractère particulier de l'exposition dans le contexte d'apprentissage scolaire, l'étude visait aussi à voir quel est le meilleur traitement de l'exposition pouvant prédire l'atteinte, celui basé sur la règle de l'égalité de l'énergie ou sur le pattern d'exposition. Ce dernier traitement tient davantage compte du mode temporel d'exposition (continu ou intermittent...).

Population et méthodes:

Quatre cent soixante-six élèves de trois niveaux (secondaire V, intensif et supplémentaire) inscrits au secteur professionnel dans des programmes de menuiserie, équipement motorisé, mécanique et hydrothermie, ainsi qu'un nombre équivalent (456) d'élèves du secondaire V académique ont été examinés. Ce dernier groupe comprend quelques élèves de secteur professionnel non bruyant (électronique, photographie). La figure I indique le nombre de sujets sur lesquels porte l'analyse après avoir exclu ceux qui ont été exposés au bruit moins de 14 heures avant l'examen (bruit); ceux dont le tympanogramme est anormal ou dont l'atteinte à l'audition n'est pas essentiellement compatible avec une exposition

au bruit (pathologique) et ceux dont les dossiers sont incomplets ou jugés invalides (autres). L'analyse porte sur 705 garçons âgés de 16 à 20 ans ($\bar{x}$ = 16 ans 8 mois à l'académique et 17 ans 5 mois au professionnel).

Fig. I Répartition de la population selon les catégories d'inclusions et d'analyses.



Secteur professionnel Secteur académique

Le protocole d'examen consiste en un questionnaire[2], un examen tympanométrique et audiométrique. Le questionnaire identifie pour chaque sujet le profil scolaire, les expériences de travail, le service militaire, les activités bruyantes de loisirs et les antécédents médicaux. Les fréquences testées sont les 500, 1000, 2000, 3000, 4000 et 6000 hertz. Des relevés sonométriques aux différents postes de travail et les informations des professeurs sur le temps d'exposition à ces postes ont permis d'établir les doses d'exposition annuelles et l'exposition cumulée (E_A au travers l'ensemble de l'apprentissage scolaire (Tableau 1).

Tableau 1: Doses d'exposition cumulée (E_A) selon le type et le niveau de formation, en dB.

Niveau \ Type	Menuiserie	Hydrothermie	Equipement motorisé	Ajustage mécanique
Sec. V	83 et 88	80 à 85	78 et 86	76
Intensif	81	75 et 88		74 à 76
Supplémentaire	82 et 84	80 et 89	84 et 89	78 et 79

Résultats:

L'analyse de variance est utilisée pour voir laquelle des variables indépendantes (exposition au bruit dans l'apprentissage scolaire, dans les loisirs, dans le travail, le tir d'armes à feu et les antécédents médicaux) explique le mieux la variation des seuils à 4kHz. Il ressort que le secteur d'orientation scolaire (professionnel vs académique) explique de façon statistiquement significative ($p = .02$) la variation des seuils. Les élèves du secteur professionnel ont un seuil plus élevé de 1dB que celui de l'académique à 4kHz. Cette analyse exclue les huit sujets ayant une expérience de service militaire. Le Tableau 2 donne la moyenne des seuils selon le secteur d'apprentissage en spécifiant les niveaux d'étude pour le professionnel. Le Tableau 3 montre les seuils auditifs de l'ensemble de la population pour toutes les fréquences testées. Les deux groupes d'apprentissage sont décrits en fonction des différentes variables d'analyse. L'étude montre que la différence entre professionnel et académique est liée à l'exposition au bruit au cours de l'apprentissage mais n'a toutefois pas permis de déterminer quels facteurs liés à cette exposition influencent l'acuité auditive des étudiants. Ni le principe d'égalité de l'énergie (relié à la dose cumulée de l'exposition) ni le pattern d'exposition (relié au niveau d'étude) ni le type d'atelier fréquenté n'expliquent la variation des seuils à 4kHz.

1. Woodford C. et O'Farrell L. (1983) High-frequency loss of hearing in secondary school students: an investigation of possible etrologic factors. American Speech - Language - hearing Association, p. 14.

2. Questionnaire du système automatisé TEMPO. Centre Hospitalier Universitaire de Sherbrooke, 1980.

Tableau 2: Moyenne des seuils à 4kHz par secteur d'orientation, niveaux d'études au secteur professionnel et profils particuliers

Secteur, niveau \ statistique	$\sim$	$\bar{x}$	σ	min.	max.
Académique et professionnel non-exposé (Total)	370	1.91	5.8	-10	35
Professionnel (Total)	285	2.89	5.7	-10	20
Secondaire V	174	2.50	5.5	-10	20
Intensif	43	2.93	5.5	- 8	18
Supplémentaire	68	3.85	6.1	-10	18
Profil marginal	17	4.12	5.8	- 5	15
Orientation mixte	27	2.70	4.8	- 5	15

Tableau 3: Seuils auditifs (moyenne des deux oreilles) de l'ensemble de la population (N = 705) aux fréquences testées (kHz)

KHz fréquence \ Statistique	$\bar{x}$	σ	min.	50e	90e	max.
.5	4.33	3.82	- 8	5	10	15
1	1.82	4.03	-10	3	8	15
2	1.90	4.98	-10	0	8	15
3	2.56	5.28	-10	3	10	25
4	2.42	5.73	-10	3	10	35
6	7.52	7.66	-10	8	18	70

L'EXPOSITION PENDANT LA GROSSESSE A UNE DOSE DE BRUIT JUGEE ADMISSIBLE AU SENS DE LA LOI EST-ELLE NOCIVE POUR L'ORGANE DE L'OUIE DU FOETUS?

E 4

Nicole Mayrand-Lalande et Raymond Hétu
Ecole d'orthophonie et d'audiologie
Université de Montréal
2375, chemin côte Ste-Catherine
Montréal, (Qué.)
H3T 1A8

La réglementation québécoise prévoit le retrait préventif de la travailleuse enceinte lorsqu'elle est exposée quotidiennement à une dose de bruit de 90 dBA-8h[1]. Une étude épidémiologique de nature prospective historique a été menée pour déterminer si, lors d'une grossesse, l'exposition quotidienne à une telle dose de bruit comporte un risque d'atteinte à l'organe de l'ouïe du foetus[2]. Ainsi, la sélection des enfants s'est faite sur la base du facteur exposé ou non-exposé au bruit industriel durant la vie foetale. Mais l'effet de cette exposition a été étudié rétrospectivement sur l'audition d'enfants âgés entre 4 et 10 ans. Le choix d'une telle approche épidémiologique a été retenu pour des raisons a) d'éthique, b) de contraintes techniques quant à l'évaluation de la fonction auditive de très jeunes enfants, c) de praticabilité, d) d'efficacité et e) de coût.

Enfin, cette étude était exploratoire en ce sens qu'elle visait non seulement à déterminer une dose de bruit sécuritaire pour l'audition de l'enfant à naître, mais elle avait également pour but de préciser a) si l'exposition au bruit est plus nocive pour une période donnée de la grossesse (1er, 2e ou 3e trimestre), b) si certains types de bruit sont plus nocifs que d'autres (bruits riches en sons graves versus bruits riches en sons aigus) et c) si l'exposition combinée à deux agents stresseurs comparativement au bruit seul, est plus nocif pour l'audition de l'enfant à naître (bruit et vibrations ou bruit et produits chimiques).

Recrutement des sujets

Le recrutement des enfants s'est fait auprès de mères ayant travaillé à l'extérieur du foyer pendant la grossesse et ce, sans restriction quant au nombre de mois travaillés. Celles-ci provenaient de 14 secteurs d'activité, les plus représentés numériquement étant ceux des abattoirs, des buanderies et cuisines d'hôpitaux, du textile, du vêtement, des produits alimentaires, de la métallurgie, de la transformation du papier et du tabac. Au total, 45 entreprises ont été impliquées dans l'étude, pour lesquelles le principal problème de santé au travail était associé au bruit.

Sujets

L'effectif initial était composé de 167 enfants dont 78 filles et 89 garçons (moyenne d'âge: 6 ans). De ce nombre, 36 ont été exclus de l'étude pour les raisons suivantes: a) présence de drains trans-tympaniques ou d'un problème bilatéral à l'oreille moyenne lors de l'examen auditif, b) histoire auditive révélant l'existence d'un facteur de risque connu de surdité durant la vie pré-, péri- ou post-natale de l'enfant (e.g.: manque important d'oxygène lors de la grossesse ou de l'accouchement; exposition au tir d'armes à feu durant l'enfance) et c) validité douteuse ou nulle du résultat du test d'audition. Enfin, préalablement à toute analyse statistique, la présence d'un problème de conduction à une seule oreille entraînait l'exclusion des seuils d'audition de cette oreille.

Collecte de données

Outre l'examen auditif aux fréquences audiométriques de 500 à 8000 Hz et l'évaluation de la mobilité tympanique, les renseignements suivants ont été recueillis:

- histoire auditive détaillée de l'enfant, incluant l'exposition à des activités bruyantes de loisir durant la vie foetale et post-natale;
- histoire professionnelle et extra-professionnelle de la mère, en particulier concernant l'exposition au bruit pendant la grossesse.

Ces renseignements ont été obtenus à l'aide d'un questionnaire-entrevue auprès de la mère.

Enfin, des relevés de bruit ont été effectués à chaque poste de travail occupé pendant la grossesse en tenant compte, lorsqu'indiqué, des changements technologiques ou autres survenus depuis. Ces relevés ont été pris à l'aide d'un sonomètre intégrateur (Brüel et Kjaer, modèle 2218 et microphone, modèle 4165) et ont été faits en dBA et en dB lin., afin d'obtenir une évaluation sommaire de la contribution des basses fréquences. Connaissant la durée d'exposition correspondant à chaque niveau de bruit mesuré et l'histoire professionnelle de la mère pendant la grossesse, des doses quotidiennes de bruit ont été calculées, puis une dose trimestrielle et une dose pour la durée de la grossesse ($L_{Aeq,9m}$ et $L_{eq,9m}$).

Résultats préliminaires

En toute première analyse, les résultats montrent une relation statistiquement significative entre l'exposition au bruit ($L_{Aeq,9m}$) et le seuil d'audition à la fréquence de 4000 Hz de l'oreille la moins bonne. Ainsi, nous avons comparé la proportion d'enfants atteints d'une perte auditive significative (> 10 dB audiométrique) pour 3 classes d'exposition, soit des $L_{Aeq,9m}$ entre 70-79 dB, 80-89 dB et 90 dB et plus. Le pourcentage respectif d'atteinte était de 6,3, 7,1 et 22,8 (X^2 = 7,01, d.l. = 2, $p<0,03$). En d'autres termes, cette première analyse indique que le niveau d'atteinte est 3 fois plus élevé lorsque la mère est exposée à des $L_{Aeq,9m}$ de 90 dB et plus, par comparaison à des doses de bruit moindres.

Des analyses subséquentes seront menées pour préciser le ou les facteurs de risque d'atteinte à l'audition (e.g.: la contribution des sons graves à la dose de bruit, les doses trimestrielles, la dose de bruit maximale et la contribution d'autres agents agresseurs tels des produits chimiques).

1. ANON (1981). Document préparatoire au document guide sur le retrait préventif de la travailleuse enceinte et qui allaite. Commission de la santé et de la sécurité au travail, Québec.

2. LALANDE, N. et HETU, R. (1983). La problématique du risque qu'encourent les femmes enceintes pour l'ouïe de leur foetus lorsqu'exposées à des bruits industriels intenses. 11e Congrès International d'Acoustique, Paris.

E 5

TITLE: SETTING TWA LIMITS BY USING THE NEW ISO 1999 STANDARD

AUTHOR(S): ALBERTO BEHAR, P. ENG., C.I.H., ONTARIO HYDRO

ADDRESS: 757 MCKAY ROAD, PICKERING, ONTARIO. L1W 3C8

The existing ISO 1999 Standard (1) was issued originally in 1975. At that time it was the best summary on the existing knowledge in the field of noise induced hearing loss. Since then enough studies were performed as to justify the issuing of a new document that is basically different in the way in which results are presented and the hearing loss predicted. This new standard has been distributed as a Draft International Standard (2) in July, 1984. No basic changes are expected before the final text is published.

The main issues in the Standard can be summarized as follows:

a) Formulas are provided for the calculation of the predicted hearing loss.

b) Hearing loss is calculated separately as the effect of age, of noise and both. Total hearing loss is lower than the sum of age and noise induced losses.

c) Hearing loss is calculated differently for men and women.

d) Hearing loss is calculated per each of the frequencies of 0.5, 1, 2, 3, 4 and 6 KHz. It is left to the user's election to define hearing handicap as the arithmetic mean of losses at different frequencies. In this way he can use whatever combination of frequencies he deems as important.

e) Hearing loss is predicted as a function of the length of the noise exposure in years and the TWA noise level. That is done for different percentiles of the exposed population between 5 and 95%.

By using the prediction method in the Standard tables, such as the one that follows, can be calculated. The hearing loss due only to noise can then be obtained as the difference between the total loss and this due to age only:

Frequency, Hz	500	1000	2000	3000	Mean	Increase due to Noise
H. Loss Age, dB	7.7	8.8	15.5	25.4	14.4	
H. Loss Total, dB	7.7	8.9	21.1	35.1	18.2	3.8

(Results for a male population; Age = 65 yrs; exposure = 45 yrs.; SL = 90 dBA; high 95%

If an allowable risk of noise induced hearing loss has been defined, by using the new ISO 1999 Standard, one may calculate the maximum TWA noise level that a group of workers may be exposed without exceeding this risk limit.

The risk limit has to be expressed as the maximum percent of workers (e.g. 5%) that may exceed the risk limit (e.g. 5 dB). This limit may be the mean value of losses at different frequencies (e.g. at 500, 1000, 2000 and 3000 Hz). The age of the population (e.g. 65 years) as well as the length of the exposure (e.g. 45 years) and the TWA noise level (e.g. 90 dBA) have to be also defined.

The new ISO 1999 Standard is an invaluable tool for the prediction of hearing losses and for the calculation of noise level limits to keep hearing losses below a set limit.

REFERENCES

(1) ISO 1999-1975(E): Acoustics - Assessment of Occupational Noise Exposure for Hearing Conservation Purposes. International Standard Organization, Geneva, 1975.

(2) ISO/DIS 1999: Acoustics - Determination of Occupational Noise Exposure and Estimation of Noise-Induced Hearing Impairment. International Standard Organization, 1984.

SPECTRAL ANALYSIS OF INDUSTRIAL NOISE, WITH SPECIAL REFERENCE TO CORRELATION BETWEEN DIFFERENT INDICES

E 6

Prem C. Pandey, H. Kunov, Sharon M. Abel,
Institute of Biomedical Engineering and Department of Otolaryngology, University of Toronto

Noise samples from worksites in six different types of Ontario Industries were recorded. These were analyzed in the laboratory and a number of spectral measurements and indices for the stationary noise samples were derived: sound pressure level, A-weighted sound level, speech interference level, octave, third-octave and decade band-levels. Statistical trends and general features of these measures for the different types of worksites will be presented. As our noise samples represent a typical cross-section, it is of special interest to study the correlation between the different indices. Even though all the correlation coefficients are significant at 1% level, there is a substantial variation in the values. Thus we may say that A-weighted sound level is on the average, a better predictor of speech interference when compared with Sound Pressure Level. An equally good predictor is the mid-frequency decade band (0.2 - 2kHz) level. However, for the ten octave-band levels, the differences in correlation coefficients for sound pressure level and A-weighted sound level are not significant (at 10% level). These and other results will be discussed.

STUDYING HEARING LOSS: DESIGN AND STATISTICAL CONSIDERATIONS

Richard Phaneuf M.Sc.

E 7

Department of preventive and social medicine
University of Montreal

The advantages of ad short-comings of various epidemiological strategies (Prospective and Retrospective) are be reviewed in the context of hearing loss as a chronic disease. Conventional considerations (the possibility of biases resulting from selection, confounding, and misclassification) are discussed with illustrated examples from the literature.

The following methodological issues associated with the statistical analysis of sampled based studies are reviewed:

1. A contingency table analysis of for a cross-sectional study using the present occupation in a noisy department as a risk factor.

2. The use of weighted least squares regression to accommodate the general problem of increasing noise variability of hearing thresholds as a function of age or noise.

3. Mathematical modeling approaches in the analysis of noise induced hearing loss.

4. The limits of normality as a function of age: a short critique of the ISO standard for age related threshold levels.

5. An analytical strategy to detect a synergistic intercation of a chemical exposure with age.

LES CONSEQUENCES INDESIRABLES DE LA FATIGUE AUDITIVE

E 8

Raymond Hétu

Ecole d'orthophonie et d'audiologie
Université de Montréal
2375, chemin côte Ste-Catherine, Montréal, H3T 1A8

La fatigue auditive ou décalage temporaire des seuils d'audition (DTS) causée par l'exposition au bruit est décrite dans presque tous les manuels spécialisés comme un phénomène négligeable en lui-même. On le considère seulement à titre d'indicateur du risque de perte d'audition permanente. Cependant, les travaux récents sur les corrélats psycho-acoustiques du DTS montrent qu'il s'agit d'un phénomène indésirable en lui-même.

LE DTS ET LES DEFICITS AUDITIFS

La perte de sensibilité est accompagnée d'autres déficits auditifs:
- une baisse des seuils différentiels en intensité [1]
- une modification de la fonction de sonie [2]
- une baisse de sommation temporelle [3]
- une perte de sélectivité fréquentielle [4]

Il semble que certains de ces phénomènes persistent plus longtemps que le DTS lui-même [1].

LE DTS ET LES INCAPACITES AUDITIVES

A cause des divers déficits, on peut présumer sans grand risque d'erreur que le DTS est la cause de diverses incapacités auditives, c'est-à-dire diminution de capacité:
- à détecter des signaux sonores avertisseurs
- à localiser la personne qui parle dans un groupe
- à comprendre la parole dans un bruit de fond
- à ajuster le niveau de sa voix aux conditions de bruit ambiant
- à apprécier l'écoute de la musique ou à en jouer.

De ces quelques exemples d'incapacités, seule la perte d'intelligibilité de la parole dans le bruit a fait l'objet d'une étude systématique; ainsi, un DTS d'à peine 15 dB à 2 et à 3 kHz a un effet équivalent à une baisse du rapport signal/bruit de 4 dB [5].

LE DTS ET LES HANDICAPS

Dans cette perspective, le DTS est vraisemblablement la cause de handicaps, c'est-à-dire de désavantages par rapport à des personnes de même condition qui ne sont pas victimes de fatigue auditive. En effet, à causes des incapacités auditives qui persistent un certain nombre d'heures après la journée de travail, le DTS représente une source potentielle d'inconvénients sérieux pour la personne et son entourage; en voici quelques exemples très plausibles:
- inconfort et irritation des proches à cause de l'écoute de la télévision à un niveau trop élevé
- difficulté de communication dans le groupe familial
- intolérance au bruit de la maison de la part de la personne victime de DTS.

Ces inconvénients en entraînent nécessairement d'autres en terme de mésentente familiale et d'isolement ou à tout le moins d'efforts accrus pour maintenir des relations interpersonnelles satisfaisantes.

Ainsi, d'une perte temporaire d'acuité auditive peut résulter un handicap permanent, d'autant plus que la perte est vécue de façon quasi-quotidienne par les personnes exposées au bruit à leur travail.

Il reste bien sûr à démontrer que ces prédictions et inférences sont valides. Ceci ouvre un nouveau champ d'étude, celui des conséquences de la fatigue auditive en termes d'incapacités et de handicaps.

CONSEQUENCES DE LA PRESENTE ANALYSE

Connaissant les conséquences probables des DTS ainsi que leur lois d'acquisition et de récupération, on peut déjà identifier certaines conditions comme étant indésirables et ce, indépendamment de tout objectif de prévention de la perte d'audition permanente. Voici quelques exemples de telles conditions:

- on sait qu'une exposition quotidienne à un $L_{Aeq,8h}$ de 90 dB ne devrait causer une perte d'audition permanente supérieure à 15 dB à 4000 Hz dans moins de

10% des cas après 10 ans [6]; cependant, une telle exposition causera quotidiennement des DTS de 15 à 25 dB aux fréquences voisines de 4000 Hz chez la majorité des personnes exposées [7]. Celles-ci souffriront quotidiennement d'incapacités auditives partielles après le travail.

- à $L_{Aeq,40h}$ égal, le travail en horaire comprimé (e.g. 4 jours de 10 heures) par comparaison à des horaires de 8 heures par jour occasionnera des DTS dont la récupération sera plus lente et vraisemblablement incomplète entre 2 journées de travail. Les incapacités auditives associées seront vraisemblablement accrues.

- à $L_{Aeq,8h}$ égal, un bruit riche en sons graves provoquera l'acquisition de DTS à un plus grand nombre de fréquences audiométriques importantes pour l'intelligibilité de la parole qu'un bruit riche en sons aigus [8].

- à $L_{Aeq,8h}$ égal, l'exposition à des bruits d'impact causera des DTS nettement plus importants qu'une exposition à un bruit continu, tout au moins parmi les personnes les plus sensibles aux effets auditifs du bruit [9].

- on sait qu'après 5 ou 10 années d'exposition à un $L_{Aeq,8h}$ donné, l'évolution des pertes d'audition permanentes dues au bruit est de plus en plus lente, ne dépassant en général par 1 dB par années. Les personnes ainsi atteintes peuvent être considérées comme étant moins à risque parce que moins sujettes que d'autres à de nouvelles détériorations de l'audition. On doit par contre considérer que, chez elles, le DTS quotidien s'ajoute à la perte permanente [10], agravant considérablement leurs incapacités auditives.

Ces quelques exemples montrent l'importance de prendre en compte le problème de la fatigue auditive dans l'élaboration d'un programme.

REFERENCES

1. BIENVENUE, G.R., MICHAEL, P.L. & VIOLON-SINGER, J.R. The effect of high level sound exposure on the loudness difference limen. American industrial hygienist association journal, 1976, 37: 628-635.

2. BOTTE, M.-C. & SCHARF, B. La sonie. Effets simultanés de fatigue et de masque. Acoustica, 1980, 46, 100-106.

3. SALVI, R. Central components of the temporary threshold shift. In D. Henderson, R.P. Hamernik, J.D. Dosanj & J.H. Mills (eds.) Effects of noise in hearing. New York: Raven Press, 1976, 247-262.

4. MILLS, J.H. Effects of noise on auditory sensitivity, psychophysical tuning curves and suppression. In Hamernik, R.P., Henderson, D. & Salvi, R. (eds.) New perspectives on noise-induced hearing loss. New York: Raven Press, 1982, 249-263.

5. SORIN, C. & THOUIN-DANIEL, C. Effects of auditory fatigue on speech intelligibility and lexical decision in noise. Journal of the acoustical society of america, 1983, 74(2): 456-466.

6. ISO, 1983. Determination of occupational noise exposure and estimation of noise-induced hearing impairment. Draft of International Standard ISO/DIS-1999.

7. SHAW, E.A.G. On the growth and decay of asymptotic threshold shift in human subjects. In procedings of the fourth international congress on noise as a public health problem-torino, 1983.

8. MILLS, J.H. OSGUTHORPE, J.D., BURDIK, C.K., PATTERSON, J.H. & MOZO, B. Temporary threshold shifts produced by exposure to low-frequency noises. Journal of the acoustical society of america, 1983, 73: 918-923.

9. HETU, R., BELZILE, S., FORGET, A.M. & TETU, E. Exposure limits to impact noise: the relation between the peak level and the number of long duration impact noises. Inter-noise, 1984.

10. HETU, R. & PARROT, J. A field evaluation of noise-induced temporary threshold shift. American industrial hygiene association journal, 1978, 39: 301-311.

THEME [F]

PHYSIO ET PSYCHO-ACOUSTIQUE
PHYSIO AND PSYCHOLOGICAL ACOUSTICS

(N. LALANDE)

AUDIOMETRY AND THE GEOMETRY OF THE HUMAN EAR CANAL

Michael R. Stinson F 1

Division of Physics, National Research Council, Ottawa, Canada K1A 0R6

Audiometry, the measurement of hearing thresholds, is an important clinical tool for the diagnosis of hearing impairment. Much current research is being done to extend audiometric techniques to frequencies above 8 kHz (e.g., Krasner *et al*, 1983). However, there are serious limitations, due to intersubject variations in ear canal shape and size, that must first be overcome.

In audiometry pure tone signals are presented to a subject at various intensity levels. The minimum intensity just perceived by the subject determines his hearing threshold, for each sound frequency used, and comparison to accepted levels of performance determines his hearing loss. For this procedure to be reliable the acoustic signal being presented must be controlled so that the same stimulus is used for all subjects. The most desirable parameter to use as a reference (if middle and inner ear function are to be evaluated) would be the sound pressure at the eardrum. A pressure measurement at this location, though, is difficult and unsuitable for clinical use. In practice a calibrated voltage to the audiometer earphone is used as a reference, and it is assumed that this will produce the same eardrum pressure in all subjects.

It is highly desirable to extend audiometry to frequencies greater than 8 kHz because early indications of hearing impairment often appear first at higher frequencies. This is certainly true of presbycusis, the general loss of hearing with aging. Also, recent statistics compiled by Chung (1983) suggest that the "4 kHz notch", characteristic of noise induced hearing loss, is preceded by loss at 6 or 8 kHz.

Unfortunately, above 8 kHz several difficulties make conventional audiometry inappropriate. The acoustic coupling between earphones and ear canals becomes quite variable, and problems of calibration increase. One must also consider the variable geometry of individual ear canals. The size and shape of the ear canal determines the transformation of sound pressure along the canal from entrance to eardrum. At low frequencies the geometry is inconsequential but, as frequency increases, the explicit ear geometry becomes increasingly important.

To illustrate the importance of ear canal geometry a simple model of an audiometric system will be considered. The driver of an earphone, sketched in Fig. 1, is assumed to act as a source of constant volume velocity u. The volume V of air enclosed between earphone and ear canal entrance is represented by a shunting capacitance C in the analogous electrical circuit, shown in Fig. 2. The ear canal must be treated as a transmission line; a horn equation approach (Webster, 1919; Stinson and Shaw, 1983) is used, with the specific cross sectional area (as a function of position along the canal) being entered explicitly into the calculation. To account for absorption of acoustic energy by the middle ear system, at least approximately, the eardrum is assumed to act at a position 4 mm from the inner end of the canal. The model of Shaw and Stinson (1981) is used to describe the effective impedance presented by the eardrum. From the calculation we obtain the pressure at the eardrum p_{TM}, as a function of frequency, for a given earphone input u.

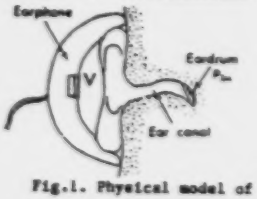


Fig.1. Physical model of audiometer.

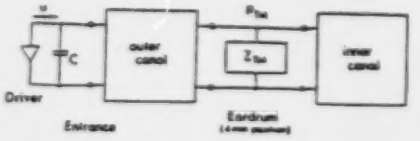


Fig.2. Equivalent circuit

The solid line in Fig. 3 shows the ear canal diameter, as a function of distance from the inner end of the canal, that was determined from an ear canal casting made by Johansen (1982). The dashed curve is a second ear canal geometry within the limits of intersubject variability noted by Lawton (1983). The eardrum sound pressures that arise from these two geometries are shown in Fig. 4. Up to 6 kHz the curves are within 5 dB of each other. At higher frequencies, though, large peaks in the response curves arise (anti-resonances of the canal) and the difference between the curves can be much more. The location of these peaks depends strongly on the overall length and area function of the ear canal.

The above calculation has been repeated for a large number of different, realistic ear canal geometries. The different curves of eardrum pressure that result are contained within the shaded area of Fig. 5. This represents, then, the range of sound pressure level that could develop at the eardrums of different subjects using the same audiometer. Variations of up to 30 dB above 10 kHz are possible.

The great variability in the strength of the acoustic stimulus makes conventional audiometry very uncertain above 8 kHz and nearly impossible to calibrate. A more elaborate audiometric system must be devised to overcome intersubject variability of canal geometry.

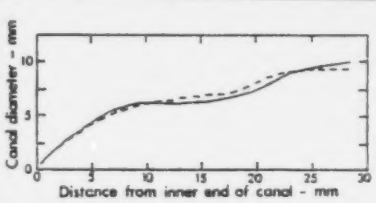


Fig.3. Two possible ear Canal geometries.

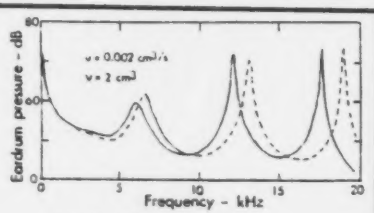


Fig.4. SPL's at eardrum for these two geometries

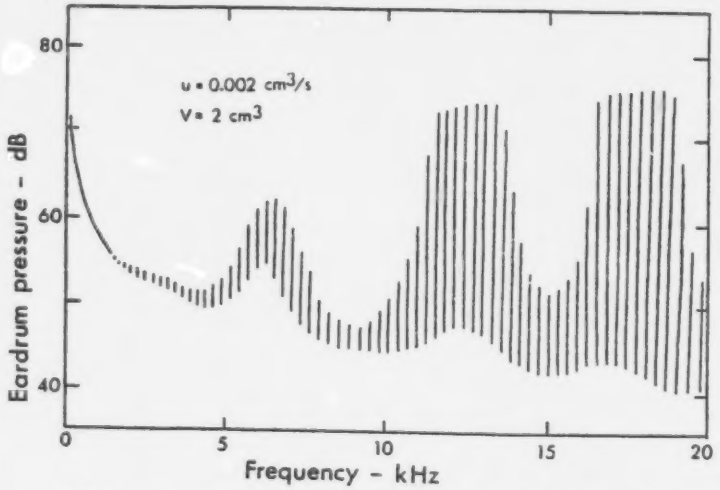


Fig.5. Range of eardrum sound pressure levels that could arise for different subjects, given the same input to the audiometer earphone.

References

Chung, D.Y. (1983). "6-kHz notch in noise induced hearing loss", Canadian Acoustics, 11, 4, 17-23.

Johansen, P.A. (1982). Private communication

Krasner, M.A., Stevens, K.N., Green, D.M., and Blumenthal, S.H. (1983). "Development of a technique for high frequency audiometry", Int. Conf. on Accoustics, Speech and Signal Processing, April 14-16, Boston, MA

Lawton, B.W. (1983). "The dimensions of the human ear canal: implications for ear simulators", ISVR Contract Report No. 83/15.

Shaw, E.A.G., and Stinson, M.R. (1981). "Network concepts and energy flow in the human middle ear", J. Acoust. Soc. Am. Suppl. 1 69, S43.

Stinson, M.R., and Shaw, E.A.G. (1983). "Sound pressure distribution in the human ear canal", J. Acoust. Soc. Am. Suppl. 1 73, S59-S60.

Webster, A.G. (1919). "Acoustical impedance, and the theory of horns and of the phonograph", Proc. Nat. Acad. 5, 275-282.

ENERGY DETECTION IN NORMAL AND HEARING IMPAIRED LISTENERS F 2

B. Papsin, S.M. Abel, H. Kunov,
Silverman Hearing Research Laboratory,
Department of Otolaryngology, Mont Sinai Hospital, Toronto.

A study was conducted to explore variation in auditory temporal integration in listeners with normal hearing, and impairment due to middle ear dysfunction, cochlear hair cell damage, acoustic neuroma and lesion of the temporal cortex. Over a block of 50 two-interval forced-choise trials, subjects were required to determine which of two sequential intervals contained a 1/3 octave narrow-band noise signal centered at either 1 or 4 kHz. For each of eight signal durations (2.5, 5, 10, 20, 40, 80, 160, and 640 ms), the stimulus intensity was varied across blocks such that the proportion of correct responses, P(C), ranged from 0.50 (chance performance) to 1.00 (perfect detection). Major findings were:

(1) the slope of the function relating threshold intensity and duration varied inversely with frequency,
(2) the variability in the treshold intensity was greater for 4000 Hz than for 1000 Hz,
(3) the magnitude of the slope of the temporal integration function was not significantly different in listeners with conductive loss relative to normal listeners,
(4) the magnitude of slope of the temporal integration function was significantly less in cases of sensorineural loss and acoustic neuroma relative to normal listeners.

DETERMINANTS OF ANNOYANCE AT COMMUNITY NOISE

F 3

F.L. Hall, S.M. Taylor, S.E. Birnie

Department of Geography, McMaster University, Hamilton, Ontario, Canada. L8S 4K1

One plausible model for community annoyance at transportation noise is that the annoyance arises primarily as a consequence of the interruption of activities by the noise. A thorough description of such a model is provided in (1), and is only summarized here. The general model consists of several separable parts: first, models to predict activity interference (speech interference indoors and out, plus sleep interference) as functions of event noise levels; and second, a model to predict annoyance as a function of the probability of occurrence of activity interference. A logit model is used for each of these functions, because it is appropriate on theoretical grounds, and computationally tractable. This has the general form:

$$p(y) = e^{-\beta\underline{x}} / (1 + e^{-\beta\underline{x}})$$

where $p(y)$ is the probability of some outcome (e.g. outdoor speech interference) and $\underline{x}$ is a vector of independent variables (such as event L_{AE}).

In the earlier paper[1], the analysis was based on a detailed set of individual data, collected in 1981. The current analysis utilizes an earlier (1978) data set augmented by some additional noise measurements. This brief presentation focusses on three important comparisons. First, are the principal results from the two data sets consistent? Second, are the equations to predict activity interference from event levels similar for road traffic and aircraft noise? Third, within the 1978 data set, are the functions to predict annoyance on the basis of activity interference similar for the two types of noise?

Consistency of outcomes between the two data sets is remarkably strong. For the key case (for any practical application) of predicting annoyance on the basis of three activity interference variables, the equations are nearly identical (Table 1). This equation is based, in each data set, on all cases regardless of noise source. In the initial analysis, there was some indication, although not strong, that different functions might be warranted for different sources. That result is sustained in the other data set also. Functions to predict activity interference cannot be compared because different noise measures were the focus of the two surveys: the first analysis used maximum A-weighted levels during an event, while the current one uses event L_{AE}.

Hence, equations to predict activity interference cannot be compared across surveys, but only across sources within a survey. Here, the results are less clear-cut. For outdoor speech interference, the dummy variable is statistically significant, and results in a difference in probability of annoyance of 0.13 ($p = 0.27$ for aircraft and $p = 0.14$ for road traffic) at an L_{AE} of 80 (which is in the middle of the measured levels). However, there is very little overlap in the event noise levels at the two types of sites, so this result can be accepted only with caution. For indoor speech interference, there is a similar problem of lack of overlap in the noise levels. Even though one statistical result suggests the need for different functions, visual inspection suggests the two data clusters could as easily have arisen from one function. Our conclusion, then, is that until stronger evidence is found, a single function can serve for both noise sources.

For the third question, the results were quite clear. For road traffic noise, all three types of activity interference contribute equally to overall annoyance. For aircraft noise, this is not the case. Awakening is nearly as important as the other two combined, and outdoor speech interference is half again more important than indoor speech interference.

The net result of these analyses is very encouraging for the model described here. It is reasonably consistent over different data sets, collected three years apart (albeit in the same general area), and its primary component (interference as a function of noise) is probably similar across noise sources. The differences in annoyance at different sources which many have reported can begin to be explained by the occurrence of different types of interference, and the way they are combined.

References

1. P.L. Hall, S.M. Taylor and S.E. Birnie, "Activity interference and noise annoyance", *Journal of Sound and Vibration*, forthcoming.

Table 1

Logit functions resulting from analysis

Note: all functions are of the form $p(y) = \exp(F)/(1+\exp(F))$, where F is as shown. All coefficients significant at the 0.001 level.

		% correctly predicted
1. Comparison across studies, all cases		
1978 Data	$F = -2.44 + 1.44\,x_1 + 1.00\,x_2 + 1.61\,x_3$	81%
1981 Data	$F = -2.14 + 1.35\,x_1 + 0.98\,x_2 + 1.58\,x_3$	75%
where	x_1 = outdoor speech interference was reported	
	x_2 = indoor speech interference was reported	
	x_3 = being awakened was reported	
		R^2
2. Interference comparisons across sources (1978 data)		
2.1 Outdoor speech interference		
	$F = -17.80 + 0.208\,L$	0.78
or	$F = -16.86 + 0.188\,L + 0.32\,D$	0.79
where	L = evening average (over all audible events) L_{AE}	
	D = 1 if aircraft, 0 if road traffic noise	
2.2 Indoor speech interference		
	$F = -16.60 + 0.190\,L$	0.73
or	$F = -20.17 + 0.238\,L + 9.729^{*}\,D - 0.119^{*}\,D{\cdot}L$	0.75
where	L and D are as in 2.1, and which implies	
	for road noise $F = -20.17 + 0.238\,L$	
	for aircraft noise $F = -10.4 + 0.119\,L$	
	* but note that the coefficients on the dummy variables sig only at 0.05 level	
		% correctly predicted
3. Annoyance comparisons across sources (1978 data)		
Aircraft	$F = 0.96\,x_1 + 0.63\,x_2 + 1.50\,x_3 - 1.53$	70%
Road	$F = 1.71\,x_1 + 1.63\,x_2 + 1.63\,x_3 - 2.85$	92%
where	x_i is as in 1. above	

MEASUREMENT OF, AND ATTITUDINAL RESPONSE OF PEOPLE TO, NOISE FROM HIGH VOLTAGE TRANSMISSION LINES AND TRANSFORMER STATIONS F 4

John E.K. Foreman

Faculty of Engineering Science
The University of Western Ontario
London, Ontario, Canada, N6A 5B9

The Sound and Vibration Laboratory of this Faculty has been engaged in a project sponsored by the Canadian Electrical Association to undertake a program of long-term physical measurement and statistical analysis of audible noise (together with associated environmental conditions) which is a result of corona discharge from high voltage (550 and 735 kV) transmission lines under all conditions of weather. Noise at the property line from a 735 kV transformer station has also been studied. The project also entailed psychoacoustic testing of people to determine attitudinal response to this form of noise, as compared to other environmental noises, and to assess which measurement "weighting" of conventional sound measuring systems best correlates attitudinal responses with corona noise. This information is required in order to provide certain guidelines in the design and development of future high voltage transmission lines and in the monitoring and control of corona noise from these lines.

Field measurements were carried out in conjunction with the American Electric Power Service Corporation. Tests in Canada were conducted at sites adjacent to Ontario Hydro and Hydro-Quebec transmission lines and a Hydro-Quebec transformer station. The AEP tests were carried out at a site adjacent to an Ohio Power Company transmission line. Instrumentation, housed in trailers, was developed for automatic data logging of corona noise and associated environmental (weather) conditions; the Laboratory also developed a microprocessor-based system for the automatic recording of corona sounds on four-channel analogue tape recorders (see Figure 1).

The project involved playback of test tapes which had been prepared from the field noise measurements (and which included representative samples of other environmental noise). The facilities of the Laboratory, including a specially prepared listening room for subjective testing (which had been furnished and was acoustically calibrated), were used for the psychoacoustic testing.

A behavioural aversion procedure, the "paired comparison", was used to assess human aversiveness to noise. Reproduced samples of corona noise (four separate stimuli), transformer station noise, and other common environmental noises (jet engine, traffic, lawnmower, air conditioner) were compared with an artificial reference stimulus in the above-mentioned listening room (see Figure 2). The artificial reference stimulus was an octave band of white noise centred at 1000 Hz. There were 32 participants (16 male, 16 female) evenly divided in the age groups 30 years and under and 45 years and over. The 9 test stimuli were presented to participants in random order. Each participant was involved in two separate test sessions, where the 9 test stimuli were presented four times in different order during each session. This resulted in 256 responses per stimulus.

It was found: that the corona noise samples were equally aversive to a 1 kHz octave band of white noise that was about 11 dB higher in sound pressure level (see Figure 3); that the corona noises tested are about equally aversive as jet engine noise, somewhat more aversive than transformer and lawnmower noises, and considerably more aversive than traffic and air conditioning noises; that aversiveness to corona noise appears independent of the corona spectra shape and is directly related to sound pressure level of the noise; that A-weighted and D-weighted measurement scales are preferable (with A-weighting slightly better than D-weighting) to the Linear measurement scale with respect to consistency (least standard deviation and hence variability) of responses from listeners who are exposed to a range of environmental noises, including corona noises (see Figure 4); and that if A-weighting and D-weighting were the measurement scales used in assessing relative aversiveness, these would under-estimate the impact (i.e. the degree of judged aversiveness) of corona noise when compared with certain environmental sounds such as traffic, transformer station, air conditioner and lawnmower noises, and would slightly over-estimate the degree of judged aversiveness of corona noise when compared with jet noise (see Figures 5 for example of A-weighting).

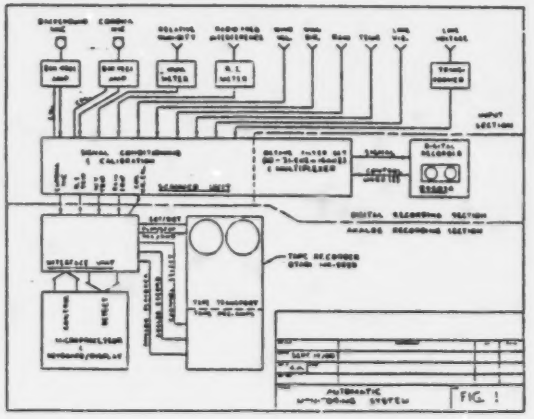


Figure 1

TAPE PRODUCTION

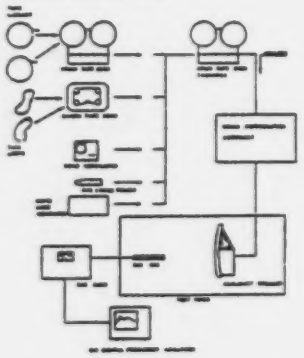


Figure 2

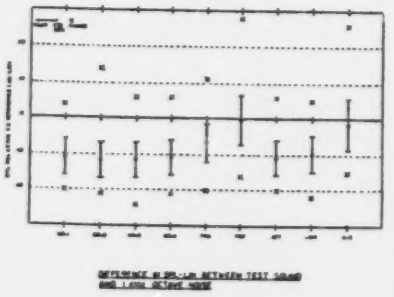
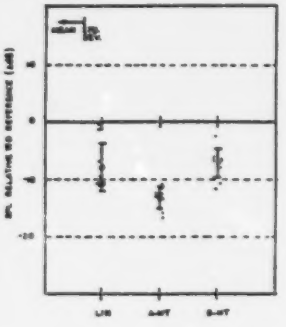


Figure 3



COMPARISON OF NOISE MEASURING SCALES - Plots of (1) mean SPL relative to reference sound (dB) for each stimulus for each noise measurement weighting, and (2) mean and standard deviation of plots for each weighting.

Figure 4

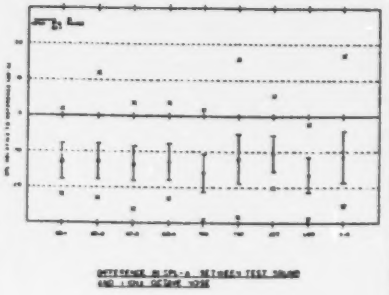


Figure 5

THE EPIDEMIOLOGY OF HEARING LOSS AMONG ADULTS. F 5

Richard Phaneuf M.Sc.
Raymond Hetu Ph.D

Department of Preventive and Social Medicine
University of Montreal.

Clinicians have the difficult task of attributing a hearing loss to a particular cause, particularly in the absence of reliable serial audiometry, and adequate noise exposure data. Furthermore, the occupational health professional must be alert for other causes of hearing loss (noise or age) particularly those diseases which require treatment. Accordingly, a comprehensive epidemiological review of hearing disorders focusing on conductive, sensorineural, and mixed hearing disorders disorders, is presented. The prevalence estimates of all hearing disorders is presented.

The current state of knowledge of an age-noise interaction as well as para-occupational risk factors for hearing loss, and diseases is emphasized. In particular, para- occupational exposure to either certain chemicals or vibration in conjunction with noise exposure. Furthermore, other ear diseases (eg. otitis media) may result from occupational exposures. Hearing loss associated with head injury occurring at work is another factor in the prevalence of occupationally related hearing loss. The magnitude of the prevalence hearing loss which is attributed to occupational exposure is tentatively proposed.

The objective of this review has been to situate the prevalence of hearing loss among industrial workers within the current state of the knowledge of the prevalence of hearing loss among adults. By considering, the entire body of knowledge, it will be possible to make more confident statements about the probability that a particular occupational exposure was the cause of a particular hearing loss. The implications for compensation, rehabilitation and service planning are discussed.

Table I

Prevalence Estimates of Hearing Loss Among Adult Populations

Hearing loss	per 1000	Age group	Pop.	Ref.
>25 dB	84	18-79	Total	N
	8	18-24	Total	N
	13	25-34	Total	N
	29	35-44	Total	N
	43	45-54	Total	N
	49	45-54	Rural	N
	103	55-64	Total	N
	62	55-64	Rural	N
	282	65-74	Total	N
	210	65-74	Rural	N
	480	75-79	Total	N
.5,1,2 kHz >25 but <40 dB	57	75-79	Total	N
.5,1,2 kHz >40 but < 55 dB	16	18-79	Total	N
.5,1,2 >91 dB	11	18-79	Total	N

N= NCHS 1968 H= Hinchcliffe 1961

Table II

Prevalence of Ear Disease or Ear Condition

Disease or Ear Condition	prev. 1,000	Adult age group	pop	Ref.
Scarred tympanic membranes	128	18-74	Rural	N
Perforated tympanic memb.	10	18-74	Rural	N
Chronic otitis externa	22	18-74	Rural	N
Active chronic O. Media	11	18-74	Rural	N
Inactive chronic O.Media	18	18-74	Rural	N
Secretory O. Media	5	18-74	Rural	N
Adhesive O.Media	3	18-74	Rural	N
Otosclerosis	15	Females	Total	E
"	7.5	Males	Total	E
"	11	18-74	Rural	N
"	5	60-79	Urban	M
Meniere's disease	11	18-74	Rural	N
"	15	60-79	Urban	M
Cholesteatoma	.006	0-80	Total	J
Ear Surgery	48	60-79	Urban	M
Family History	18	60-79	Urban	M
Ossicular Discontinuity	1	18-74	Rural	N
Head injury	10	60-79	Urban	M
"	2-3	0-80	Total	M

E = Elliott 1978 H = Hinchcliffe 1961 J = Jerger et al. 1981
M = Moscicki 1984 P = Proctor 1977 N = NCHS 1964

Selected References

Elliotte LL (1978) Epidemiology of Hearing Impairment and Other Communicative Disorders. Advances in Neurology - Neurological Epidemiology: Principles and Clinical Applications. 19:399-420.

Hinchcliffe R (1961) Prevalence of the commoner ear, nose and throat conditions in the adult rural population of Great Britain. Brit. J. Prev. Soc. Med. 15:128-139.

Jerger S, Jerger J (1981) Auditory Disorders: A Manuel for Clinical Evaluation. (Little, Brown Co., Boston) pp. 188.

Moscicki E, Elkins EP, Baum HM, McNamera PA (1984) Hearing Loss in the Elderly: An Epidemiological Study of the Framingham Heart Study Cohort, Manuscript pp. 32.

NCHS (1964) Impairments Due to Injury by Class and Type of Accident. U.S. Department of Education of Heath Education, and Welfare Public Health Service, Office of Health Research, Statistics, and Technology, National Center for Health Statistics, Washington D.C. (Vital and Health Statistics (SERIES 10 NUMBER 6) 28 pp.

NCHS (1965) Hearing Levels of Adults by Age and Sex: United States 1960-1962. U.S. Department of Education of Heath Education, and Welfare Public Health Service, Office of Health Research, Statistics, and Technology, National Center for Health Statistics, Hyattsville, Md. Vital and Health Statistics

Proctor C (1977) Diagnosis, Prevention and Treatment of Hereditary Sensori-neural Hearing Loss. Laryngoscope 87: Supp 7 pp.1-60.

PRELIMINARY RESULTS FOR A TEMPORARY COCHLEAR IMPLANT F 6

S.-M. Tse, S.M. Abel, H. Kunov, J. Nedzelski,
Department of Otolaryngology and Institute of Biomedical Engineering,
University of Toronto.

As experiment is in progress to determine the effectiveness of a temporary single channel electrode for auditory perception in bilaterally deaf adults. Pre-implant screening procedures include pure-tone and speech audiometry; subtests of the Minimal Auditory Capabilities (MAC), and the Iowa Cochlear Implant Batteries; and consonant discrimination with and with-out lipreading. Subjects are assessed unaided, as well as with high powered hearing and vibrotactile aids. Three individuals satisfying pre-established criteria for total deafness have been surgically implanted with a single ball electrode measuring approximately 2mm in diameter. This was inserted through the external auditory canal and placed in contact with the round window membrane. Post-operative testing comprises psychophysical procedures to measure current thresholds and dynamic range for sine, square and biphasic pulse waveforms, frequency and gap discrimination. An analog version of fundamental frequency is presented to the electrode as a cue to speech perception. Speech testing allows assessment of improvements in tracking and discrimination of prelinguistic and supersegmental parameters. Preliminary results suggest that the temporary implant allows discrimination of pitch contours and voicing, improved speech tracking, and gap discrimination.

THEME [G]

PHONATION ET PERCEPTION
SPEECH ANALYSIS AND PERCEPTION

(M. BOUDREAULT)

THE EMERGENCE OF SENSITIVITY TO THE MAJOR TRIAD FREQUENCY RATIO (4:5:6)

A.J.COHEN, S.E.TREHUB, L.A.THORPE, AND B.A.MORRONGIELLO G 1

CENTRE FOR RESEARCH IN HUMAN DEVELOPMENT, ERINDALE COLLEGE
UNIVERSITY OF TORONTO, MISSISSAUGA, ONTARIO, CANADA L5L 1C6

The relation between the fourth, fifth and sixth harmonics is known as the major triad and is often referred to as doh me sol, corresponding to the names of the notes of the major scale. The major triad has particular significance in music theory. Its uniqueness also has been reflected in psychological studies. For example, the major triad on the first note of the scale is judged most stable of all chords of the scale (Krumhansl & Kessler, 1982). First- and second-grade children judge patterns based on the major triad as "better" than those which end in a tone outside the scale (Krumhansl & Keil, 1982). The major triad relation, by virtue of its small integer frequency ratios, has privileged status with respect to periodicity encoding of the microstructure of complex tones (Gerson & Goldstein, 1978). Indeed, infants and adults appear to categorize similarly the pitch of complex tones (Clarkson & Clifton, 1984). Although infants can be considered unfamiliar with Western-European music, they have the opportunity of encountering the major triad, by virtue of its frequency ratios, in complex tones. Therefore, regardless of whether periodicity encoding is an innate mechanism, the major triad may have a priority in auditory pattern recognition even in infancy.

In a series of three experiments, infants and, for purposes of comparison, pre-school children were tested for their detection of a semitone change in any position of a 1.8 sec sequence of five nine tones. Two standard melodies were used, one of which was based on three tones related in frequency as 4:5:6 (major triad) and the second of which had three tones related as 20:25:32 (augmented triad). The semitone is the smallest interval of the musical scale (ratio 1.059).

In Experiments 1 and 2, 40 infants (between 9 and 13.6 months) were tested in a visually reinforced headturn paradigm. Infants were randomly assigned to either the major or augmented triad condition. During testing, which took place in a sound-attenuated room, the infant was seated in the parent's lap in one corner while an assistant attracted the infant's gaze with a set of small toys. The background melody (either major or augmented) was continuously repeated from a loudspeaker in an adjacent corner. When the infant's gaze was directed forward, the assistant initiated a trial during which headturns toward the loudspeaker were recorded. There were two types of trials, change and no-change. A no-change trial consisted of two repetitions of the repeating background melody. Headturns during no-change trials provided an index of bias or false positive responding. The change trials consisted of two repetitions of the background melody in which one of the five notes had been altered by one semitone. Headturns during change trials led to a brief presentation of an animated toy near the loudspeaker. In Experiment 1, the response interval of 4 sec began for all trials with the onset of the melody. In Experiment 2, the response interval on change trials began with the onset of the incorrect tone and was necessarily reduced by 400 msec. It was thought that the second procedure might test more fairly each serial position by equalizing the time available for responding after the presentation of the incorrect note regardless of where it occurred in the sequence.

The same design for both experiments was used and the results from a joint analysis are presented here for simplicity. The mean proportion of headturns significantly exceeded the mean proportion of false positives for all serial positions (Newman-Keuls', $p<.01$). Therefore, infants can detect the change of one semitone in a musical context. A discriminative index for each subject for each serial position was calculated by subtracting from the mean proportion of headturns for each serial position the mean proportion of false positives, following a technique used by Bull, Eilers, & Oller (1984) which accommodates for response bias. The effect of melody type favoured the major triad but only approached a conventional level of significance ($F(1,76)=2.80$; $p<.10$). Of secondary interest was a significant effect of serial position with increased difficulty appearing for the final serial position ($F(4,304)=4.19$; $p<.005$). The longer response interval of Experiment 1 led to significantly higher performance ($F(1,76)=5.8$; $p<.02$) and the sliding response interval of Experiment 2 tended to reduce the serial position effect, but the interaction between serial position and temporal parameters was marginal ($F(4,304)=1.99$; $p<.10$).

A comparative study with 30 pre-school children (mean age 4.8 years), each of whom was asked to recognize whether a final melody was the same as a preceding sequence of major or augmented triadic melodies revealed significantly higher performance on the major as opposed to the augmented triad ($t(29)=3.88$; $p<.001$). Again, there was a decrement on the final serial position ($p<.01$).

Although there was no main effect of melodic structure in the infant data in contrast to the pre-school data, the direction of their performance difference between major and augmented triad conditions was consistent with the theory that the frequency relation 4:5:6 is privileged early in life. It is concluded that the sensitivity to the major triad may emerge in infancy and develop throughout early childhood. Moreover, the evidence that infants can discriminate a semitone in a musical context indicates that the resolution of the semitone is not a limiting factor in the development of the representation of musical structure.

Bull, D., Eilers, R. E., & Oller, D. K. (1984). Infant's discrimination of intensity variation in multisyllabic stimuli. Journal of the Acoustical Society of America, 76 No. 1, 13-17.

Clarkson, M. G., & Clifton, R. K. (1984). Pitch extraction and categorization by 7 month olds. Fourth Biennial International Conference on Infant Studies. New York, April, 1984.

Gerson, A., & Goldstein, J. L. (1978). Evidence for a general template in central optimum processing for the pitch of complex tones. Journal of the Acoustical Society of America, 63, 498-510.

Krumhansl, C. L., & Keil, F. C. (1982). Acquisition of the hierarchy of tonal functions in music. Memory and Cognition, 10, 243-251.

Krumhansl, C. L., & Kessler, E. J. (1982). Tracing the dynamic changes in perceived tonal organization in a spatial representation of musical keys. Psychological Review, 334-368.

EXPECTED VOCABULARY CAPACITY OF AUTOMATIC SPEECH RECOGNIZERS

G 2

J.Zachary Jacobson, Louise Vignault, H.M.Taylor & M.J.Pullman

Bureau of Management Consulting, Ottawa, Ont. K1A 0S5
D.C.I.E.M., Toronto
Math. Dept., Queen's Univ., Kingston, Ont.

Questions in automatic speech recognition frequently appear in terms of what is the right kind of space in which to do something.

One such question concerns the evaluation of discrete utterance recognizers. There are several such automatic speech recognizers (ASR's) available; there are thousands or more of potential applications. It is not feasible to evaluate every device separately for each potential application.

There may be a shortcut. Output from a discrete-utterance ASR may be retrieved in the form of distances from an utterance to the stored templates. We are developing a system to discover the finite space which any given device operates in, and estimate its volume. After that, we will measure the smaller finite volume that one attempt to say a single word falls into. Then dividing the first volume by the second gives the "Effective Vocabulary Capacity" (EVC), an estimator of the machine's largest possible vocabulary.

Several things are not known, however. The dimensionality of the space is not given. The metric is not given either. There are several reasonable metrics that could be used. It is not trivial to decide which one applies in any one case. Some machines may operate in city-block distances, while others attempt normal Euclidean distances, and still others may may operate by the maximum distance along any dimension.

Further, whatever the metric that the machine may be intended to use, is it being applied perfectly? Perhaps not, and that implies that the underlying space may be curved. For that matter the space may be discontinuous or piecewise continuous.

It is even possible that the distance from one template to an utterance is not the same as the distance from the utterance to the template. That is to say, it is not certain that templates and utterances occupy the same space, or the same order of space, or even the same type of space.

Different ones of these questions are solved in different ways. Given a known metric, for example, there are techniques to partition the distance matrices so that templates and utterances may be plotted in the same space.

By forcing templates to become utterances, it may be possible to make at least some of both to occupy the same space. That requires using a single recorded token to set each template and then using the same recording as an utterance. Not many machines will accept single tokens as templates even when they are repeated, but when a machine does, it makes it possible to test the three properties of an underlying space: reflexivity (i.e., that distance x to x = 0), symmetry (i.e., that distance x to y = distance y to x), and transitivity (i.e., that distance x to z is equal to or less than distance x to y + distance y to z).That assures that the machine truly operates within a space. It also makes it possible to use standard multidimensional scaling to locate the points in space.

If a machine will not accept such "rerecorded templates", reflexivity and symmetry cannot be tested. One can then only deal with a matrix of utterance-to-template spans. The task is then to factor that matrix into two--one which locates utterances (U), and one which locates templates (T).

If D is the matrix of squared distances, and C is that matrix after it has been mass-centered:

$$Cij = Dij - Di. - D.j + D..$$

then $-C/2$ can be factored into a prototype pair of U and T matrices. Two algorithms have been advanced that can choose among the possible exemplars of the prototypes, however the EVC's can be evaluated from a pair of prototype matrices directly.

City-block metrics and minimax metrics require a different and more robust decomposition of the data matrix. Non-metric spaces are treated as systems of equations. The various methods should be scaled against each other.

It is possible to combine all techniques into one standard system for evaluating ASR's. Such a system can also include the rules of which method to use to assess any particular machine.

UN AVENIR POUR LA DETERIORATION METHODIQUE DE LA PAROLE DE SYNTHESE DE HAUTE QUALITE

G 3

Laurent Santerre et Guy Basque

Département de linguistique
Université de Montréal

1. L'analyse-synthèse de la parole nous a fait faire de grands progrès dans la connaissance des traits perceptifs de la parole, à la suite de Delattre et al. dans les années 50. Mais la perception n'a pas encore pris la place primordiale qui lui revient dans la définition des indices acoustiques de la parole. Flanagan (1955-1957) a fait des tests sur l'impact perceptif de la variation de quelques paramètres dans la synthèse; Klatt a tenté d'imiter sa propre voix en jouant sur la pente d'amortissement en dB/oct. de la fourniture laryngée. Il y a aussi les expériences sur la reconnaissance des voix par Shearme et Holmes (1959), Coleman (1973), Abberton et Fourcin (1978), Saito et Itah (1979). Ces dernières années, la synthèse par règles a déjà permis de définir de façon beaucoup plus fine et de quantifier plus précisément des paramètres surtout suprasegmentaux de la parole.

2. Les tests de perception, qui sont toujours à la base des expériences d'analyse-synthèse de la parole (ou de musique - Xavier Rodet à l'Ircam de Paris), sont encore en partie faussés par la pauvre qualité de la synthèse; seules des manipulations sur la synthèse aussi parfaite pour l'oreille que la parole naturelle peuvent permettre d'apprendre ce qu'est la parole humaine elle-même.
Des progrès viennent d'être faits dans la synthèse de la parole de haute qualité. Une équipe de l'Université de Montréal et un laboratoire du CNRS (le LIMSI à Orsay) réalisent maintenant de la parole de synthèse qu'il est difficile de distinguer de la parole naturelle. Cette synthèse nécessite non seulement une analyse plus fine, mais des rajustements très nombreux des paramètres de commande dont les résultats à la synthèse sont chaque fois comparés avec l'original et avec l'avant-dernière synthèse. La comparaison se fait au niveau de la perception et des mesures d'analyse.
Le but de cette synthèse laborieuse et précise n'est pas tant d'imiter servilement la parole humaine pour elle-même, mais bien de permettre la détérioration méthodique et systématique de chacun de ses paramètres afin d'en soumettre les résultats pas par pas à des tests de perception.

3. L'intérêt de cette synthèse de qualité est multiple:
   1. Des tests de perception peuvent être très rigoureusement contrôlés tout en ayant la qualité de la parole humaine authentique.
   2. On pourra à l'avenir dégager les indices acoustiques de la parole. On ne les connaît pas ou si peu. Ce sont des configurations relationnelles spectrales qui ne sont pas indépendantes des caractéristiques physiques des locuteurs; ce ne sont surtout pas des valeurs absolues et simples, valables pour chaque phonème et pour tout le monde en toutes circonstances...
   3. Quand on connaîtra mieux les indices acoustiques de la parole, on aura fait un grand pas dans la programmation de la synthèse par règles pour faire parler les ordinateurs "comme du monde", non plus comme des robots stéréotypés.
   4. Les domaines de recherche restent considérables: ce sont la description des indices acoustiques de la parole, des caractéristiques individuelles, des champs de variations stylistiques, et des seuils de perception.
   5. Enfin, la synthèse fine permettra sans doute de faire des progrès plus rapides dans la reconnaissance automatique du langage, en aidant à la simulation de la perception du langage réel.

P.S. On présentera une illustration sonore.

THEME [H]

ACOUSTIQUE ARCHITECTURALE
ARCHITECTURAL ACOUSTICS

(J. RENNIE)

SOUND TRANSMISSION LOSS MEASUREMENT BY THE SOUND INTENSITY TECHNIQUE H 1

R.W. Guy & A. De Mey

Centre for Building Studies
Concordia University, Montreal

INTRODUCTION

Until recently the standard method of measuring the sound transmission loss of panels or walls involved the use of 2 vibration-isolated reverberation chambers that are separated by the partition to be studied. The transmission loss is then given by

$$TL = L_{ps} - L_{pr} + 10 \log_{10} S/A \quad \text{(dB)} \qquad (1)$$

where L_{ps} and L_{pr} are respectively the average sound pressure levels in the source and receiving rooms, $S(m^2)$ the partition's surface area, and $A(m^2)$ the absorption of the receiving room. It is assumed that the sound fields in both rooms are diffuse and that there is no flanking transmission. However, numerous contradictions between reported results by certain authors [1] showed the need for further investigation. This is now being realised through the implementation of the Sound Intensity Technique at the Centre for Building Studies at Concordia University, Montreal. The potential of this technique is to be explored by tracing the sound power flow through panels with and without absorbent lined sills and reveals.

THE INTENSITY METHOD

The incident intensity can be calculated from the measured space-averaged sound pressure P_{rms} in the source room, assuming the sound field is diffuse [2]

$$|\vec{I}_i| = (P_{rms})^2/4\rho c \qquad (2)$$

where ρ is the density of air and c the speed of sound in air. From this formula, the following relationship between the incident intensity level L_{Ii} and the space - averaged pressure level L_{ps} be derived [3]:

$$L_{Ii} = L_{ps} - 6 \quad \text{(dB)} \qquad (3)$$

The transmitted intensity L_{It} is measured on the receiving side of the panel as the intensity vector's component which is perpendicular to it's surface. The sound transmission loss is then calculated from

$$TL = L_{ps} - 6 - L_{It} \quad \text{(dB)} \qquad (4)$$

EXPERIMENTAL INVESTIGATION

The experiments are performed in a transmission loss suite where the source and receiving chambers therein have respective volumes of $94m^3$ and $37m^3$ [4]. A 1.14 m x 1.14 m (45" x 45") glass panel, 0.64 cm (1/4") thick is mounted in between the 2 rooms. It is mounted flush to the source side and leaves a 39.4 cm (15.5") deep reveal on the receiving side. In the course of this study sills of various depths will be mounted on the source side. Both sills and reveals will be lined with different thicknesses of the absorbent material Conaflex F. Measurements are taken with the Sound Intensity Analysing System type 3360 from Bruel and Kjaer. The microphone probe is mounted on a mechanical traverse system that enables the microphone to be fixed during each measurement interval. Preliminary tests have demonstrated that an array of 81 points is sufficient to determine the transmitted intensity perpendicular to the panel and the power flow in a plane parallel with it's surface. These tests also showed that given this mesh, when the distance between the panel's surface and the centre of the microphone pair was varied from 3.8 cm (1.5") to 7.6 cm (3") the transmitted intensity was hardly affected. A measuring distance of 5.1 cm (2") was chosen. All measurements are made in 1/3 octove bands ranging from 100 Hz to 5000 Hz. During intensity measurements 3 non-parallel walls of the receiving room are covered with a thick absorbent material (Conaflex F-400). The results of the lined and unlined state of the reception room were, however, very similar. This material is, of course, removed for the comparable standard measurement of sound transmission loss.

CONCLUSION

The comparison between Sound Transmission Loss results using the classic standard Method and the Intensity approach will assist in our study to validate this new method. It's higher potential can then be used to increase our understanding of the influence of various physical parameters on sound transmission loss. In this particular case we are examining various sill and reveal configurations, both with and without absorbent lining.

REFERENCES

[1] Guy, R.W., De Mey, A., & Sauer, P., "The Effect of Some Physical Parameters upon the Laboratory Measurement of Sound Transmission Loss", CBS Report No. 105 (1983).

[2] Crocker, M.J., Raju, P.K., Forssen, B., "Measurement of Transmission Loss of Panels by the Direct Determination of Transmitted Acoustic Intensity", Noise Control Engineering, Vol. 17, p. 6-11 (1981).

[3] Fahy, F.J., "Sound Intensity Measurement of Transmission Loss", Proc. Institute of Acoustics, B. 5.1-4 (1982).

[4] Lang, M.A., Rennie, J.M., "Qualification of a 94-Cubic Meter Reverberation Room", Vol. 17, No. 2, p. 64-70 (1981).

A TRANSMISSION LOSS MICROCOMPUTER DATABASE

H 2

R.W. Guy and A. Munn

Centre for Building Studies,
Concordia University, Montreal.

SUMMARY

A database system consisting of wall section descriptions along with their transmission loss spectra (as reported by other workers) and their sound transmission class (STC) has been established. The system has been specifically developed for microcomputer use and employs data originally collated for minicomputer application without significant loss of detail (1).

The system has facilities for managing the data (changes, additions, deletions, and data disc creation) along with a search facility which allows the user to find panels according to stipulated requirements of weight, thickness, material type, number of layers, or STC. Source reference and mounting conditions for given entry are contained within the entries descriptive title.

The system is currently implemented on an Apple II Plus microcomputer in MBASIC and thus is portable to other microcomputer types. The database presently contains two hundred entries and it is estimated that the capacity of a one sided floppy disc is about one thousand entries.

A series of interactive menus guides the user through the various sections of the system which include provision for typed or graphical output of selected entries. Guide booklets describing the system and its use have also been prepared.

SYSTEM REQUIREMENTS

An ideal microcomputer system should be portable in the sense that it has the ability to be implemented easily on other machines. It should also be small enough to run on most systems without a major hardware investment. The TL system was designed with both these objectives in mind.

Microsoft Corporation's MBASIC (TM) was chosen as the language of implementation since it is fast becoming a standard among microcomputers and therefore is very portable. Experience with MBASIC used for another database system written by one of the authors has already shown its usefulness. An attempt was made to use database II (TM) a proprietary database management system but this proved unsatisfactory due to problems in the database language itself. The current implementation on an Apple II computer has now been ported to an IBM-PC with only minor modifications to the software.

In addition to software portability, a microcomputer database system must be sufficiently small to run on most small systems without expensive hardware such as large capacity hard disks. This objective has been met by the TL system since its current implementation uses only two floppy disks and a printer (minimum hardware). The Apple implementation requires and additional piece of hardware - a280 Softcard (TM) made by Digital Research Corporation. The softcard allows the Apple II to run the CP/M operating system and thus MBASIC.

SOFTWARE

The TL system uses five linked files as the database structure. The files are all direct access files; two files contain the main database information (the PANEL and SPECTRA file,) while the other three (MOUNTING' LAYER and SOURCE file) are used as lock-up tables. The original implementation of the database used a fairly large computer system with a large amount of offline (disk) storage. The capacity of floppy disks on the Apple II microcomputer required some abbreviation of the data. The current implementation stores the following data:

Number of layers: Mounting description: Description of each layer:
STC: TL spectra in thrid octaves: Source of the data.

To avoid duplication of descriptive data, the mounting descriptions, layer descriptions and sources are kept in lock-up files. Thus, an entry in the PANEL file contains the following fields:

number of layers: mounting code: source code: layer code
layer width 1:.....: layer code 8: layer width 8:
total width of panel: total mass of panel.

The layer, mounting and source codes correspond to record numbers in the LAYER, MOUNTING and SOURCE files. An entry in the LAYER file also contains material density for that layer type; this is used to calculate the mass of the layer from its width. The SOURCE and MOUNTING files contain descriptions only.

An entry in the SPECTRA file contains the following:

STC: TL 125Hz to 4000 Hz, in third octaves.

For each PANEL file record there is a corresponding SPECTRA file record.

USER INTERFACE

The TL system uses a series of menus to guide the user through the various system functions. The main menu presents three activities: updating the database, searching the database and database utilities. Each section will be briefly described here.

UPDATING THE DATABASE:

The update facility allows the user to add new database records, and change or delete existing records. The data input for the add and change facility allows for full screen editing of a record. All layer and mounting entries are validated against the existing layer and mounting types and new types added as necessary. The user may randomly select a record to edit or work sequentially from a certain point in the database.

SEARCH FACILITY

The search module of the TL system is its most useful feature. The search facility may be used to find panel systems in the database according to five criteria. The results of the search may then be output in a printed or (with the addition of a Tektronix pen plotter) a plotted form.

The five search criteria are as follows:
Number of layers: Total width of panel: Total mass of panel:
STC: Material type.

Any ranges of the first four search fields may be given, while the material type field specifies a context search for that material in any layer of a panel system. Once the search has been completed, the found records (in order of ascending STC) may be viewed on the screen and selectively printed and/or plotted.

DATABASE UTILITIES

The utility section of the TL system enables the user to change the standard definitions contained in the LAYER, MOUNTING and SOURCE files. Facilities for printing the database and permanently removing deleted records are also found here.

REFERENCE

1. Jain, R.K., Mulholland, K.A. "A data bank of sound insulation measurements" Applied Acoustics (6), 1973, p. 133-141.

ACKNOWLEDGEMENT

This work was financed from operating grant No. A0374 of the National Research Council of Canada.

AIRBORNE AND STRUCTUREBORNE NOISE INTENSITY — H 3

A. CHAMLA* & N. POPPLEWELL

DEPT. OF MECHANICAL ENGINEERING
UNIVERSITY OF MANITOBA
WINNIPEG, MANITOBA R3T 2N2

*Now at SPERRY INC., COMPUTER SYS.
200, SAULTEAUX CRES., WINNIPEG,
MANITOBA, R3J 3W3

A preliminary investigation was initiated to identify the predominant sound radiation regions of a development computer and to correlate airborne and structureborne noise. A two microphone cross spectral technique was used for the radiation experiments. Based on extensive airflow studies by the manufacturer, it was determined that significant sound energy was radiated around 100 Hz from the location where the cooling air stream impacted one of the computer's side panels. Transverse accelerations were measured in one-third octave bands at the centre of each exterior panel of the computer to determine the contribution of the airflow to the overall vibration levels. It was found that the air flow was, indeed, the predominant vibration source at frequencies below 200 Hz. Structureborne transmission of the cooling fan's mechanical loading, however, was significant at frequencies above 200 Hz.

Following these tests, a pragmatic approach was employed to measure the sound power of the computer by using a single accelerometer. The theoretical model was based on a sphere pulsating in an infinite baffle in its "breathing" mode. In accordance with specified standards, the sound power was measured in octave bands centred at 500, 1000 and 2000 Hz. Overall, the computer did not vibrate in its breathing mode at these frequencies. Hence, the computer's surface was idealized as a number of independent, incoherent vibrating elements each essentially pulsating in its own breathing mode. The resulting predictions of the computer's sound power agreed well with measurements obtained conventionally and by the acoustic intensity technique. The good correlation was a consequence of the largely mechanically induced vibrations of the panels at frequencies above 200 Hz. The latter approach may be employed beneficially when very high ambient noises prevent the use of the acoustic intensity technique.

TITLE: COMPUTER PREDICTION OF SPEECH PRIVACY IN OPEN-PLAN OFFICES — H 4

AUTHORS: PHILIPPE MCQUIN AND KELLY KRUGER

ADDRESS: ALBERTA PUBLIC WORKS, SUPPLY AND SERVICES
BUILDING SCIENCES DIVISION, ACOUSTICS BRANCH
12TH FLOOR, COLLEGE PLAZA, 8215 - 112 STREET
EDMONTON, ALBERTA T6G 5A9

Open-plan offices have had much publicity over the years but for the most part, the acoustical treatment suggested is rather ambiguous except for four common recommendations: make the ceiling and the screens sound absorptive, use screens with some transmission loss, provide electronic sound masking and watch out for layout, luminaries, reflecting surfaces, etc. Few people have tried to systematically investigate and quantify minimum requirements, thus producing many conflicting opinions. There are some exceptions; most notably "Studies of Acoustical Parameters in Open-plan Offices" by A.C.C. Warnock. Much of our work is derived from this paper.

A computer simulation of the effect of ceiling absorption, screen height, screen width and transmission loss was developed using classical formulae for diffraction, transmission loss, reflection and spherical spreading. The results were used to arrive at tentative minimum requirements for open-plan office components. Certain factors were purposely omitted because of their difficulty to simulate: gaps between the floor and the screen, gaps between the screens, screen absorption, luminaries in the ceiling plane and directivity of the source.

In order to quantify these parameters and to assess the validity of the computer model, a series of field tests were initiated, loosely based on PBS.C2 and the ASTM proposed method for testing open offices. The space used was a 27 m by 36 m expanse of unassigned space in a recently completed provincial office building. The 2.7 m high ceiling was fitted

with 25 mm cloth faced glass fiber ceiling boards and parabolic luminaries with metal filler panels. We also had access to commercially available landscape screens and various ceiling boards typically used in our installations.

Several descriptors were assessed for their ability to predict speech privacy for a variety of conditions. The descriptors included NIC, NIC', dB (A) difference, and DAI (derived articulation index). Articulation index (AI) values, assuming a fixed masking spectrum, were compared to the descriptors and a best fit curve was determined for each.

To date, our major findings are as follows:

1. The simulation gives results which are in reasonable agreement with the measured data. Disagreement was found when manufacturers' information for absorption coefficients and transmission loss values were in doubt.

2. Of the measurement parameters affecting the data, loudspeaker directivity was the most significant. Values in the 2 kHz to 5 kHz bands fluctuated by 3 to 14 dB depending on the loudspeaker used. The loudspeaker, therefore, must be rigidly specified for any standard to be valid.

3. The luminaries that were tested all have a detrimental effect on the performance of the ceiling. Obviously flat luminaries are much worse, but parabolic luminaries can also create significant differences in attenuation, especially in the higher frequency bands. Position of the sound source relative to the luminaries also affects performance significantly.

4. Floor gap, screen gaps and perpendicular reflecting surfaces all result in a reduction of speech privacy but at the time of this writing we do not have enough data to make more specific conclusions.

5. Of all the descriptors, the DAI correlates the best with AI, assuming a fixed masking spectrum. NIC and dB (A) difference both provide a reasonable correlation. NIC' was found to be much worse than the others.

A simplified mathematical model can be used with reasonable accuracy to predict open-plan speech privacy over a wide range of conditions. The descriptors commonly used to assess individual architectural office components or interzone attenuation do not necessarily reflect the amount of speech privacy provided.

TITRE: "ÉTUDE DU COMPORTEMENT ACOUSTIQUE DES SYSTÈMES DE PARTITIONS MOBILES"

AUTEURS: CLAUDE YOCKELL (PRÉSENTEMENT POUR LE GROUPE-CONSEIL ROCHE LTÉE), J.-G. MIGNERON, ÉCOLE D'ARCHITECTURE, UNIVERSITÉ LAVAL, QUÉBEC. H 5

ADRESSE: ÉCOLE D'ARCHITECTURE, UNIVERSITÉ LAVAL, QUÉBEC.

Le travail de recherche présentée se divise en trois grandes parties. La première de ces parties porte sur les résultats relatifs à l'isolement global procuré par les partitions en fonction de chacune des méthodes de mesure utilisées. La seconde partie concerne plus particulièrement, la qualité des joints et des partitions en relation avec les pertes ponctuelles d'isolement. Enfin, la troisième partie porte sur l'étude de la relation existant entre l'isolement global d'une partition et la pente isolement/fréquence, de même que sur l'intimité procurée en fonction de ces pentes globales.

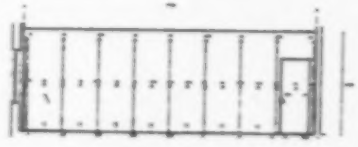
La recherche a permis de tirer diverses conclusions fort intéressantes sur l'efficacité acoustique réelle de ce type de partitionnement. En ce qui a trait à la première partie, les résultats d'isolement global obtenus en se basant sur 3 méthodes de mesure, (STC, dB(A) selon ASTM E-597 et dB(A) brut) permettent de classer les 3 modèles de partitions testées selon un ordre de qualité suivant d'assez près la complexité de la technologie utilisée. De plus, en se basant sur l'étude des corrélations entre les résultats obtenus pour les deux directions de propagation ou bien leur moyenne pour chacune des méthodes de mesure utilisées, il ressort que des mesures simplifiées de l'isolement brut en dB(A) donnent des résultats représentatifs de l'efficacité globale de la partition: meilleure corrélation entre les résultats pour les deux directions de mesure et également entre les résultats moyens de l'ensemble des méthodes utilisées, exception faite du STC.

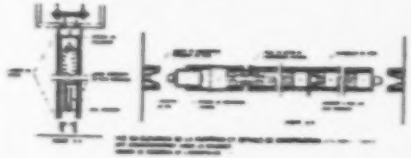
Relativement à la deuxième partie énumérée précédemment, on remarque en se basant sur les pertes moyennes de l'ensemble des joints que la qualité acoustique des partitions est principalement influencée par ces pertes ponctuelles aux joints qui présentent tous une déficience importante par rapport aux panneaux. L'analyse des moyennes de pertes par types de joints et des dispersions permet d'établir que l'importance respective des différents joints et leur uniformité de comportement interviennent à des degrés divers dans l'efficacité acoustique globale résultante. En effet, l'ordre de classement identifie les joints de plancher et de tête comme étant respectivement responsables des plus grandes pertes d'efficacité. De plus, la dispersion des résultats permet de caractériser le comportement des joints. Aussi, plus le rapport dispersion-moyenne de perte sera faible, plus ces pertes seront réparties aléatoirement le long du joint; au contraire, plus le rapport sera grand plus les pertes seront importantes, mais fortement localisées le long du joint. Bien qu'en terme d'isolement global, les résultats affichent un ordre croissant de partitions accordéons jusqu'à charnières continues, en terme de pertes d'isolement au contraire, les résultats sont assez semblables. Toutefois, la dispersion des pertes moyennes par modèles montre que les partitions avec des technologies de jointement plus simples (accordéons) auront une faiblesse caractérisée de tous les joints alors que pour les autres modèles, les pertes sont reliées à un ou deux types de joints en particulier.

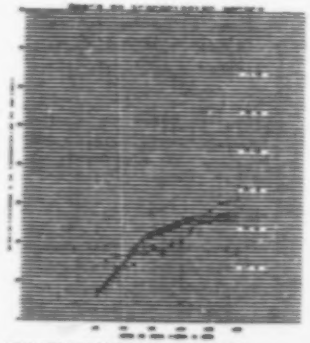
Au même chapitre, l'étude des corrélations entre les pertes d'isolement ponctuelles des différents types de joints et les résultats moyens d'isolement global obtenus selon les différentes méthodes de mesure, nous amène à conclure que la méthodologie qui semblerait souhaitable pour l'évaluation des performances acoustiques de ce type de partition serait la mesure de l'isolement brut en dB(A). Ce choix repose sur le fait que ces résultats obtiennent la meilleure corrélation pour l'ensemble des joints et une bonne répartition des corrélations pour les différents types de joint en terme de qualité d'isolement; de plus, ils offrent une corrélation sensiblement identique à celle du STC pour ce qui a trait à l'isolement procuré par les panneaux. Cependant, cette valeur globale en dB(A) ne fourni pas la pente de l'indice d'affaiblissement si utile à caractériser le comportement même de la partition.

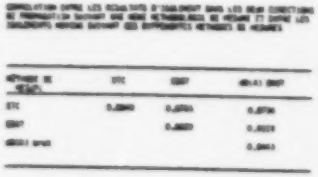
A ce propos, la dernière partie de la recherche relative à l'étude de la pente isolement/fréquence, permet d'établir que la fréquence de 1000 Hz représente un point tournant caractéristique dans l'évolution de cette pente et dans l'étude du comportement de ces partitions. En effet, la plupart des partitions souffrent de faiblesse dans les hautes fréquences (fuites aux joints) et de chutes d'isolement dans les basses fréquences liées aux phénomènes de résonnance des panneaux. Il en découle que plus les chutes d'isolement seront fortes entre 125 et 1000 Hz, plus la pente en dB/octave de 1000 à 4000 Hz sera importante, rattrapant ainsi un certain maximum d'efficacité aux hautes fréquences, assuré par les panneaux et limité par les systèmes de joints. Conséquemment, l'indice STC résultant sera donc plus faible pour croître principalement en fonction de la diminution des pertes aux basses fréquences.

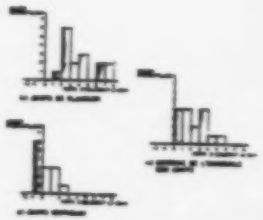
Enfin, l'étude comparative des pentes globales de 125 à 4000 Hz et des indices d'articulation obtenus, extrapolés en se basant sur les recherches de VIAN, permet d'établir que les partitions mobiles non seulement offriront une intimité limitée, mais que quelques une d'entre elles permettront une certaine intelligibilité des conversations. D'ailleurs, l'étude des courbes d'indice d'affaiblissement confirme que l'emplacement même des fuites dans le spectre des fréquences se situe dans la zone de plus haute sensibilité de l'oreille humaine. C'est d'ailleurs également dans cette gamme de fréquence que se situe le domaine dynamique le plus important de la parole.

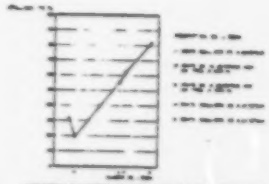


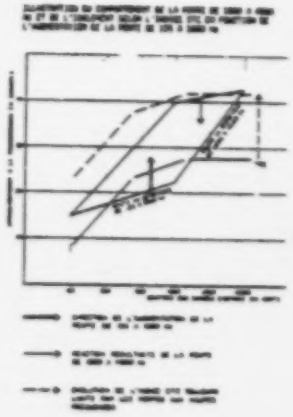


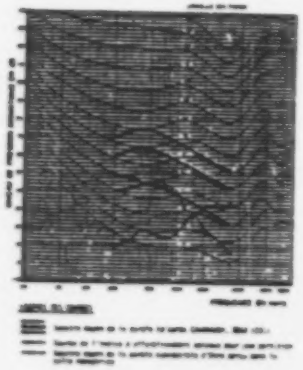












EXPERIMENTAL MEASUREMENTS ON ROOM ACOUSTICS :
A CRITICAL REVIEW OF REVERBERATION TIME THEORIES . H 6

V.J.Chvojka, L.Mongeau, G.Ostiguy

Departement de mecanique
Ecole Polytechnique de Montreal

In spite of a several criticises the reverberation time (RT) remains a deep-rooted criterion to describe the acoustical properties of a room. However, the theoretical prediction of the RT remains often inaccurate. Since Sabine established his well known formula at the onset of the century, several acousticians have been looking for a more accurate theoretical RT approach in the hope to correct this deficiency.

Lim & Lehmann [1], in a recent review about reverberation theories classified those in four categories: Statistical, Wave motion, Geometric and Simulation theories. Unfortunately, there is no comparison to the measured RT. As a first step theories simply applicable to a computer such as those of Sabine, Eyring, Millington, Fitzroy and Kuttruff representing the first category as well as that of Pujolle using a geometrical approach were chosen. The goal of our study is to determine which one of these methods is of greater value in the approach of the measured RTs.

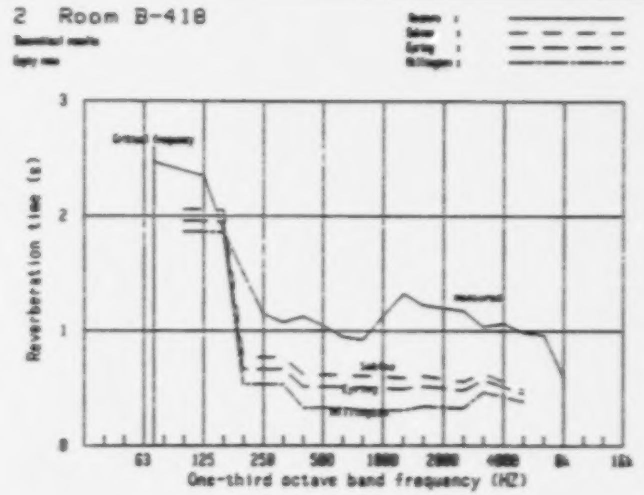
A dozen rooms were studied and all their data were computerized. Sound decays were measured with various sources (B & K 4224, Dynaco, Small and Big balloons) in different source-receiver configurations. The reverberation field hypothesis inherent to each theory could be applied, and the nature of the source influenced the decays insignificantly if the source was located at a room corner. On the other hand some remarkable discrepancies in sound decays were indicated when a source with directivity pattern was displaced close to the middle of a room (wrong measuring position) because of the irregularity of excited modes with a small angle of incidence. In order to achieve the RT calculation with a higher precision, theories were slightly modified to account for the air absorption, sound celerity and temperature variations. Furthermore, a geometrical correction factor from the Monte-Carlo method was applied to the mean free path. The Sabine absorption coefficients [2] were basically used for each material in the room to calculate the total absorption.

An example of results is shown in Fig.1 and 2. Methods of Fitzroy and Pujolle generally give greater RT-values which are closer to the reality than the three most reputable methods (Sabine, Eyring, Millington) whereas the method of Kuttruff gives similar results to the Eyring. The conclusion of our study is that none of the presently known theories is very accurate . In fifty percent of the rooms, the Fitzroy method gave results closest to the real RTs, whereas other methods were underestimating. The principal reasons for the discrepancies encountered in our results might come from the fact that the Sabine absorption coefficients are not sufficiently representative.

In fact, we assume a theoretical approach would be improved by using the Normal absorption coefficient (Standing Wave Method) since it is always relatively smaller than that of Sabine. The next step of our project is therefore the search for a more reliable absorption coefficient and a possible outlook on the mathematical model simulating indoor sound propagation.

References: [1] M.K. LIM & R. LEHMANN - Revue critique des theories de la reverberation. Revue SALF, 1981 No., pp.293-312

[2] M.D. EGAN - Concepts in Architectural Acoustics. McGraw-Hill, 1972



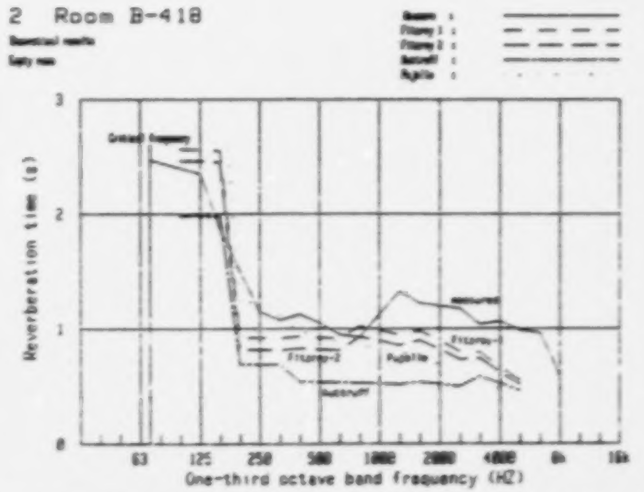


FIG.1,2 - Measured RTs (mean value) compared to the theoretical approach by various methods applied to an empty room.

COMPARISON OF THREE THEATRES

H 7

J. S. Bradley

Division of Building Research, National Research Council Canada
Ottawa, Ontario K1A 0R6

This paper discusses the application of some newer auditorium acoustics measures using a comparison of three quite different theatres: the National Arts Centre Theatre in Ottawa, the Avon Theatre, and the Festival Theatre both in Stratford, Ontario. The Avon Theatre is an older conventional proscenium arch theatre seating 1107 people and with a volume of about 4600 m^3 excluding the stage. The Festival Theatre is a large 9400 m^3 thrust stage theatre with the 2262 audience seats distributed over a 220 degree angle around the stage. The National Arts Centre Theatre can be used in either a conventional proscenium arch configuration or with a thrust stage added in front of the main stage. It seats up to 967 people and has a volume of 7000 m^3 excluding the stage. The Festival Theatre and National Arts Centre Theatre are both used mostly for performances involving speech, while the Avon Theatre has been used recently for a large number of musicals.

Although reverberation time has been used for many years as the one major design criteria for auditoria, we now know that some newer measures relate more closely to subjective evaluations of auditoria. Two particularly important measures referred to in this paper are C80, the 80 ms early to late arriving sound energy ratio, and EDT the early decay time over the first 10 dB of the decay. Like subjective impressions, these measures vary from seat to seat in a theatre. The acoustical quality of a theatre is thus not determined by just a single measurement, but by how close the mean value approaches some desired value, and by how much variation there is about this mean. For speech high C80 values with very little variation about this high mean are required. Figure 1 compares the mean, minimum, and maximum C80 values versus frequency for the three theatres.

Speech intelligibility tests provide the most direct measure of the acoustical quality for a theatre. The results of such test are shown in Figure 2a along with a comparison of reverberation times in Figure 2b. To accurately predict such speech intelligibility scores, one must consider not only early-to-late sound ratios or early decay times, but also the very important background noise levels. The tests reported here used a blank pistol as an approximation to an ideal omni-directional impulse. Although this is desirable from a physical point of view, it does not correctly represent the properties of the human voice. Techniques for producing impulse responses with human voice directional properties using pseudo-random noise are discussed as a means of solving this problem, and hence further refining the experimental procedure for evaluating theatres.

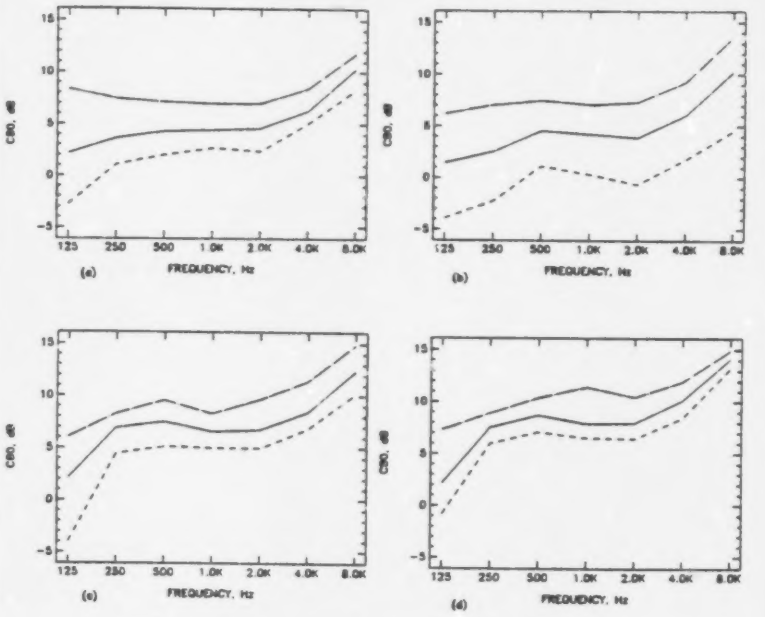


FIGURE 1 MEAN, MINIMUM, AND MAXIMUM C80 VERSUS FREQUENCY, (a) AVON THEATRE, (b) FESTIVAL THEATRE, (c) NAC THEATRE MAIN STAGE, (d) NAC THEATRE THRUST STAGE

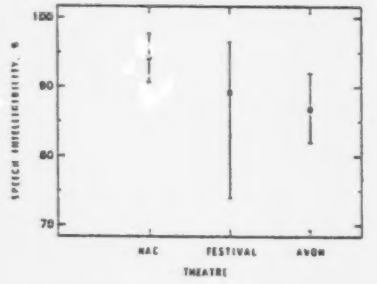


FIGURE 2a
COMPARISON OF THE MEAN AND RANGE OF SPEECH INTELLIGIBILITY SCORES FOR A 50 dBA SOURCE LEVEL AT 1 m FOR THREE THEATRES

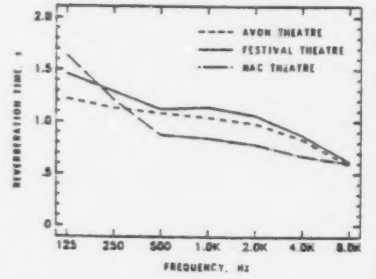


FIGURE 2b
COMPARISON OF RT VERSUS FREQUENCY FOR THREE THEATRES

L'ACCEPTABILITÉ DE L'ISOLATION ACOUSTIQUE POUR L'OCCUPANT EST FONCTION DU NIVEAU DE BRUIT DE FOND DES PIÈCES.

JAMES RENNIE

H 8

LE GROUPE SNC, 1, Complexe Desjardins, Montréal, H5B 1C8

Le design des murs mitoyens est typiquement fait en choisissant des composantes qui offrent une valeur STC suffisante (dans le cas des logements) ou en choisissant les composantes minimales (dans le cas des bureaux). On voit donc en pratique beaucoup de murs semblables aux constructions suivantes:

1. Logements
   - planche de gypse 16mm, montants 92mm, laine isolante (R-8), planche de gypse 16mm.
   - STC-47.

   Bureaux
   - planche de gypse 12mm, montants 38mm, laine isolante (R-4), planche de gypse 12mm.
   - La construction est typiquement montée jusqu'au plafond suspendu (STC du plafond 35).
   - Indice brut de réduction du bruit -35.

Il est intéressant à remarquer dans des espaces occupés munis de tels murs que des fois, il y a des plaintes sur l'isolation et des fois non.

Nous voulons présenter les résultats de plusieurs essais d'isolation que nous avons faits depuis les dernières années. Premièrement, nous avons eu la chance de tester les murs mitoyens de trois condominiums identiques. Les deux premiers ont été jugés acceptables par leurs occupants. Le troisième a été jugé intolérable par son occupant. On voit que les courbes de NNIC 43 à 44 ("normalized noise isolation class") sont essentiellement identiques. Par contre, les niveaux de bruit de fond dans les deux premiers sont de 26dBA tandis que dans le troisième, les niveaux sont de 20dBA.

Le même effet existe aussi dans des bureaux. On voit deux courbes, une qui représente la réduction brute de bruit entre chaque paire de quatre bureaux identiques et l'autre courbe montre la même réduction de bruit entre deux bureaux dans le même édifice. L'isolation entre les quatre bureaux est jugée intolérable, tandis qu'entre les deux autres bureaux, elle est jugée acceptable. Si on regarde les niveaux de bruit de fond (30dBA dans les quatre bureaux, 44dBA dans les deux autres), la différence en acceptabilité subjective peut être bien compris.

Le même problème a été trouvé dans un autre édifice. La courbe de réduction de bruit typique est montrée. Elle ressemble aux courbes précédentes mais le niveau de bruit de fond est seulement de 34dBA.

Si on regarde le bruit de fond avec l'isolation fournie par le mur mitoyen, on peut évaluer l'efficacité du système isolant global.

Une approche globale pour assurer du bruit de fond suffisant est illustrée par ce schéma.

Nous remarquons que des bureaux et des logements climatisés sont les cas les plus faciles à traiter. Par contre, les appartements non-climatisés posent des problèmes spéciaux.

THEME [I]

ECRANS ET BRUIT COMMUNAUTAIRE
BARRIERS AND ENVIRONMENTAL NOISE

(M. AMRAM & G. MIGNERON)

DEVELOPPEMENT D'UN MODELE INFORMATISE POUR L'ETUDE D'IMPACT DES AUTOROUTES ET LE CALCUL DES ECRANS ACOUSTIQUES

I 1

Jean-Gabriel Migneron, Alphonse Esteve et Pierre Jacques,
C.R.A.D., Université Laval, Québec, G1K 7P4

1. Modélisation des véhicules et du trafic

Depuis les années 1960 (RATHE ou JOHNSON et SAUNDERS) on a clarifié le problème théorique de l'impact des sources linéaires en obtenant les relations fondamentales:

$L50\% \text{ ou } L99\% = -20 \log b + C^{te}$ (en bordure des voies)

$L50\% = 10 \log Q - 10 \log d + C^{te}$ à une certaine distance)

avec évidemment la relation pratique $Q = KV = V/b$ (Q, K, V et b, étant respectivement le débit horaire, la concentration de véhicules, la vitesse et la distance moyenne dans un système d'unités cohérentes). Cette analyse est à l'origine de nombreux modèles plus ou moins théoriques ou pratiques, issus principalement de la régression entre le niveau de bruit mesuré au bord des voies et le logarithme du débit. Ainsi, dans la région de Québec nous avons obtenu les équations expérimentales suivantes:

$L50\% = 17 \log Q + 14.8$

$Leq = 11.3 \log Q + 37.8$

néanmoins l'application d'un modèle aussi simple à la réalité de circulation urbaine pose de nombreux problèmes, à savoir tout d'abord où localiser l'isophone "0" (soit le point où est calculé initialement le niveau de bruit de la source linéaire avant toute propagation) et quelles sont les influences des paramètres complémentaires tels que la vitesse, l'état de la chaussée, la pente ou le pourcentage de poids lourds. (En ce qui concerne l'isophone "0" les modèles proposés presentent des options fort variables, 3.5m, 10m, 30m, etc.).

Pour pallier notamment à l'effet du pourcentage de véhicules lourds, qui a tendance à remonter le niveau de pointe L1% et par le fait même Leq, la tendance de ces dernières années a été de définir un débit fictif avec un coefficient d'équivalence des véhicules lourds par rapport aux véhicules de tourisme suivant la relation: $Q_{(f)} = Q_{VL} + \varepsilon Q_{PL}$. C'est notamment la position du C.N.R. pour le modèle développé pour la S.C.H.L., alors qu'en Ontario on retenait une équivalence fixe ε de 6. Plus élégamment, il est possible d'accorder à chaque véhicule une puissance acoustique appropriée et de calculer un niveau de puissance linéaire par tronçon de voie, suivant le débit, les conditions de circulation et évidemment, le pourcentage des véhicules lourds (notamment C.S.T.B., 1982). En ce qui concerne la vitesse, plusieurs approches ont été proposées: par exemple, 20 logV pour le C.N.R. (soit 6dB d'écart entre 50 et 100 km/h). De notre côté, nous avons utilisé avec beaucoup de satisfaction l'abaque de correction proposé en 1976 par la B.R.S., qui tient compte simultanément du pourcentage de véhicules lourds et de la vitesse.

2. Modélisation de la propagation

La situation apparaît là beaucoup plus suggestive, puisqu'il faut non seulement reproduire à l'aide de l'ordinateur une propagation sur un terrain plat, mais également le cas des autoroutes en dépression ou bien celui des autoroutes sur remblai ou sur viaduc. Le point de départ de la modélisation reste néanmoins la propagation par dispersion d'une source linéaire, suivant la théorie en 10 log d. Il faut ensuite ajouter l'effet de sol extrêmement variable suivant les situations. Cet effet de sol dépend de l'impédance moyenne du sol, de l'angle des talus bordant l'autoroute, de la présence de constructions ou d'écrans végétaux, du gradient de température, etc. Les approches proposées par les différents organismes de recherche ou de planification sont souvent trop simplistes ou bien inapplicables à l'usage de l'ordinateur, parce que les éléments de la topographie ne sont pas pris en cause ou bien parce qu'il s'agit d'une série d'abaques ou de graphiques obtenus par simulation ou par mesures réelles. Mentionnons néanmoins l'approche de base de la B.R.S. qui propose une équation de correction pour l'effet de sol de la forme:

$$A_S = 5.2 \log 3h/(d + 3.5)$$

Cette équation présente un principe très intéressant, soit que l'effet de sol n'apparaît que sous une droite d'équation: $h = 1/3\ (d + 3.5)$. Les abaques présentent encore un autre inconvénient, soit que dans la réalité il faut les appliquer aux différentes voies d'une autoroute, voies qui ne sont pas forcément au même niveau et qui présentent des propagations distinctes (la difficulté inhérente à la modélisation de l'effet de sol justifie pleinement la construction de laboratoires de simulation ultrasonique).

3. Modélisation des effets d'écrans

Les choses sont un peu plus claires de ce côté, puisque les méthodes de calcul de la diffraction se sont raffinées avec les approches de KELLER, MAEKAWA ou KURZE. La différence du cheminement acoustique, en relation avec la longueur d'onde (nombre de FRESNEL), constitue le paramètre universellement reconnu. Soit les équations:

$A_{(e)} = 10 \log 4\pi^2\delta/\lambda$ (théorie de MAEKAWA)

$A_{(e)} = 7.7 \log \delta + 13.7$ (formule pratique C.N.R.)

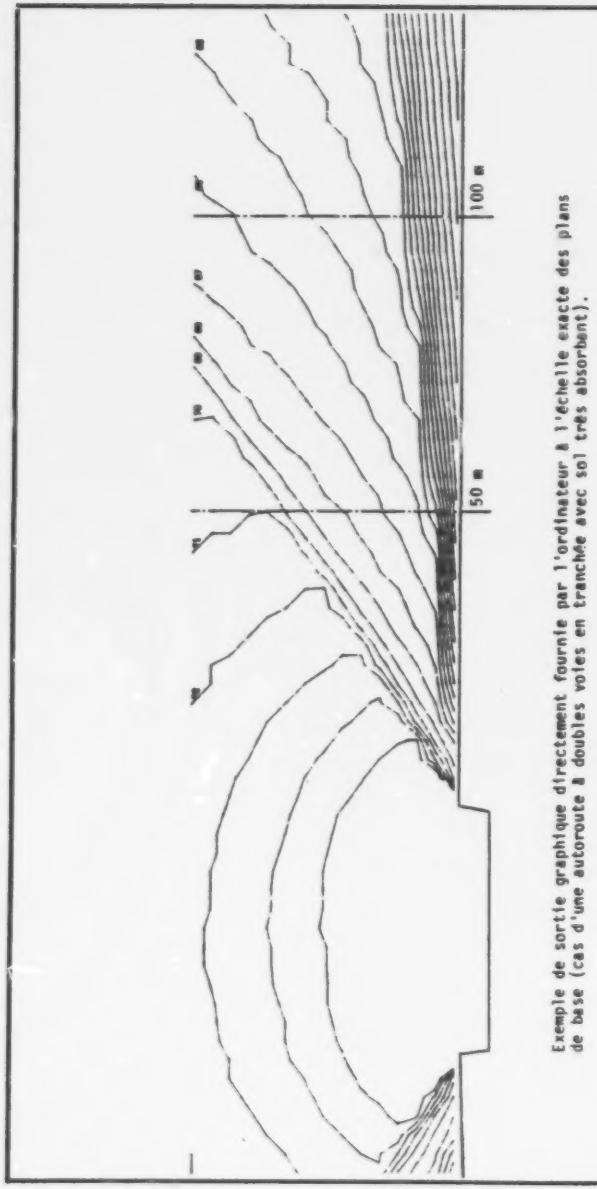
Le problème consiste surtout à modéliser l'effet des écrans successifs et là les solutions sont peu nombreuses et souvent non programmables lorsque le nombre d'écrans dépasse 2. Il reste par exemple l'approximation de la différence du cheminement acoustique par-dessus l'ensemble des écrans. Ensuite, comme le fait remarquer RAPIN, on ne tient pas compte du changement de fréquence provoqué par l'effet de filtre de la diffraction, d'un écran à un autre.

4. Grandes lignes du modèle du CRAD

Le modèle développé au C.R.A.D. de l'Université Laval opère sur ordinateur Hewlett-Packard de la série 200 (processeur 68 000), il permet de calculer les paramètres tels que L99%, L50%, Leq, Leq (24h), il intègre notamment les équations proposées par la S.C.H.L. à partir des travaux du C.N.R. Il peut analyser une autoroute à 4 voies (comprenant donc les voies de service). Les calculs d'écrans et de propagation sont d'abord basés sur une bonne mise en coordonnées des principaux paramètres géométriques, tels que bordures des voies, pieds des écrans, sommets des écrans, bords des talus, topographie générale du terrain, localisation des fenêtres exposées, etc.

En ce qui concerne la propagation, nous avons retenu le principe de la droite limite, néanmoins son equation est variable suivant la topographie et le profil en travers de l'autoroute, et d'autre part, cette équation se trouve complétée dans le cas d'une autoroute en remblai ou en viaduc, afin de calculer l'atténuation pour les niveaux topographiques situés sous les voies. En ce qui concerne les effets d'écran, nous avons simplifié les procédures de manière à pouvoir calculer 3 écrans simultanés pour une même voie de circulation, mais il faut reconnaître une certaine imprécision de la méthode. Dans les cas des écrans simples ou doubles, plusieurs équations sont disponibles, la longueur d'onde généralement utilisée étant de 0.56m. D'autre part il est tenu compte de la variation de l'effet de sol dans la zone d'ombre acoustique située en arrière des écrans.

Tous les paramètres principaux du modèle sont accessibles et modifiables, ce qui permet d'ajuster parfaitement les calculs de niveau source et de propagation à la réalité d'un site, une fois rentrées les coordonnées des points de mesure réels sur le plan de propagation étudié. Pour l'instant nous n'avons pas abordé la cartographie en plan des niveaux résultant de la simulation, il nous apparaît très aléatoire de le faire dans le cas des futurs corridors et surtout, dans le cas où la topographie est complexe (à commencer par déterminer à quelle hauteur au-dessus du sol réel doivent être effectués tous les calculs). Par contre, il est toujours possible de relier les points de même niveaux sonores des différents plans de propagation.



Exemple de sortie graphique directement fournie par l'ordinateur à l'échelle exacte des plans de base (cas d'une autoroute à doubles voies en tranchée avec sol très absorbant).

ETUDE SUR MAQUETTE DES EFFETS D'INTERFERENCES OBTENUS AVEC UN ECRAN AJOURE DEPHASEUR; VERIFICATON THEORIQUE ET APPLICATONS POSSIBLES

I 2

L. Droine, J.M. Rabin
Centre Scientifique et
Technique du Bâtiment de Grenoble
24, rue Joseph Fourier
38400 - St. Martin d'hère (France)

M. Aarae
Ecole Polytechnique de Montréal
Département de génie physique
C.P. 6079, Succ. "A"
Montréal (Québec) H3C 3A7

* Actuellement à l'Ecole Polytechnique de Montréal, Dépt. de génie physique.

Objectifs de l'étude

Les écrans acoustiques utilisés actuellement en bordure des voies bruyantes ou dans l'industrie sont conçus de manière à couper toute transmission directe du son, leur efficacité étant liée aux phénomènes de diffraction à leur périphérie.

L'objectif de cette étude est de montrer expérimentalement et théoriquement qu'il est possible, à l'aide d'un nouveau type d'écran ajouré épais, d'obtenir des effets d'interférences intéressants entre les ondes sonores de basses fréquences diffractées par le sommet et les ondes transmises par transparence à travers la structure ajourée.

Description et principe de l'écran ajouré "déphaseur"

Cet écran est formé d'un assemblage de lamelles verticales rigides disposées en rangées de façon à constituer une superposition de "guides d'ondes" réactifs (figure 1). Le principe physique est basé sur le fait qu'une onde acoustique plane de basse fréquence traversant un tel réseau périodique possède une vitesse de phase inférieure à celle qu'elle aurait en champ libre, sans affaiblissement notable en amplitude. En quelque sorte, on crée un milieu d'indice de réfraction $n = c_{air}/c_{milieu}$ supérieur à 1. On peut ainsi utiliser le retard de phase acquis par l'onde transmise (réfractée) par rapport à l'onde diffractée pour réaliser un dipôle acoustique capable de produire des interférences destructives dans une certaine zone derrière l'écran (figure 1).

Base théorique

La théorie décrivant la propagation des ondes sonores dans les "guides d'ondes" réactifs constituant l'écran ajouré provient d'une adaptation à l'acoustique de la théorie des lentilles à micro-ondes électromagnétiques, effectuée par Aarae et al [1] grâce aux analogies électro-acoustiques. En effet, à chaque "guide d'ondes" peuvent être associés une ligne de transmission et un circuit électrique équivalent duquel on peut déduire le déphasage et la perte d'amplitude introduits par l'insertion du guide. Cette théorie, complétée par la méthode de Pierce [2] concernant le traitement de l'onde diffractée nous a conduit à écrire un programme de calcul donnant le champ de pression acoustique en arrière de l'écran ajouré (pour une onde plane sous incidence quasi-normale sur l'écran).

Le laboratoire et la méthode expérimentale

Pour les mesures, nous avons utilisé le Centre des Maquettes du C.S.T.B. de Grenoble, laboratoire spécialement conçu et équipé pour la représentation des phénomènes acoustiques sur modèles réduits à petite échelle. Le laboratoire comporte une salle étanche anéchoique de 1300 m³ dans laquelle l'air est déshydraté à 5% (à 23°C) de manière à satisfaire au mieux les conditions de similitude aux faibles échelles et pour de grandes distances source-émetteur. L'automatisation de la mesure est complète, y

compris le deplacement du microphone miniature dans l espace, la commande des sources ultrasonores a jet d air comprime, le traitement et l edition des donnees acoustiques desirees.

Un modele reduit d ecran ajoure a ete realise a l echelle 1/20. Le nombre de lamelles, leurs dimensions et leurs espacements ont ete calcules de telle sorte que le retard de phase acquis par les ondes transmises par rapport aux ondes diffractees soit de 180° a 100 Hz (echelle reelle). Le modele teste est place sur un support afin de s affranchir de l influence du sol, et la reception se fait dans un plan vertical perpendiculaire a l ecran en une cinquantaine de points de mesures (figure 2). Le bruit d emission est un bruit rose de 100 db/tiers d octave de 1 kHz a 50 kHz (50 a 2 500 Hz a l echelle reelle) et l analyse en tiers d octave est faite automatiquement en chaque point successivement. Dans le but de pouvoir "isoler" l effet des interferences entre ondes transmises et diffractees, trois types de mesures ont ete effectues: mesure avec l ecran ajoure (superposition des ondes transmises et diffractees), avec un ecran plein de meme forme (ondes diffractees seules) et avec l ecran ajoure surmonte d un "baffle" absorbant (ondes transmises seules). La methode experimentale consiste a comparer le champ de pression acoustique mesure en arriere de l ecran ajoure avec la somme des champs de pression mesures separement en arriere de l ecran plein et de l ecran ajoure "baffle". Le resultat de cette comparaison donne l attenuation ou l amplification sonore due aux interferences.

Presentation et analyse des resultats

Les figures 3 a 6 presentent les resultats des mesures et des calculs concernant l attenuation ou l amplification due aux interferences, pour les tiers d octaves centres sur 80, 100, 125 et 160 Hz. Pour chaque verticale de points de mesure (figure 2), les variations des effets d interferences sont representees en fonction de la hauteur.

Ces resultats montrent l effet positif apporte par les interferences. Pour les frequences de 80, 100 et 125 Hz, l attenuation obtenue dans la zone situee autour de la ligne d ombre est de l ordre de 3 a 5 db en moyenne et peut atteindre localement une dizaine de dB a 100 Hz (la frequence pour laquelle le dephasage est theoriquement de 180°). On peut egalement remarquer que l effet negatif des interferences ne depasse jamais 3 dB. Signalons cependant que pour les frequences superieures a 200 Hz, l effet des interferences est pratiquement insignifiant. Notons enfin que la concordance entre resultats theoriques et experimentaux est plutôt satisfaisante, sauf pour 160 Hz ou la theorie est assez curieusement optimiste!

Conclusions et perspectives

Les resultats des mesures effectuees sur un modele d ecran ajoure dephaseur au Centre des Maquettes du CSTB de Grenoble, confirmes par la theorie elaboree a l Ecole Polytechnique de Montreal, montrent que l on peut obtenir des interferences destructives importantes, dans une certaine bande de frequence, et localisees autour de la ligne d ombre. D autres etudes sur des modeles reduits de ce type d ecran sont actuellement entreprises en vue d optimiser son comportement et sa geometrie et d approfondir les connaissances sur son fonctionnement, en particulier en prenant en compte les angles d incidences obliques et l effet de sol...

Ce procede en cours d application permettra peut-être d ameliorer l efficacite aux basses frequences des ecrans conventionnels utilises en milieux industriels et urbains.

REFERENCES

[1] M. Aaras and R. Stern, 1981. J.A.S.A. 70, no 5, p. 1463 "Refractive and other Acoustic Effects Produced by a Prism-Shaped Network of Rigid Strips".

[2] A.D. Pierce, 1974. J.A.S.A. 30, no 5, p. 941, "Diffraction of Sound around Corners and Wide Barriers".

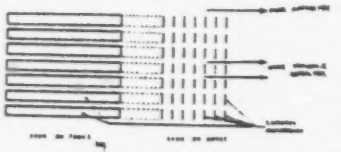


Figure 1: Schéma d'une structure périodique à lamelles constituant un milieu réfracteur

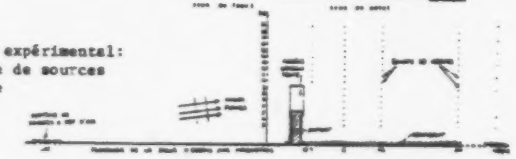
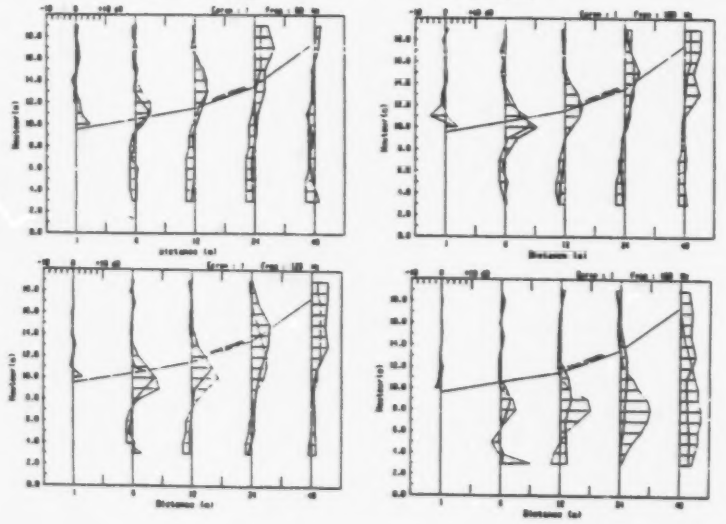


Figure 2: Schéma du montage expérimental: coupe de la maquette, système de sources et grille de points de mesure

Figures 3-4-5-6: Effets des interférences en fonction de la distance et de la hauteur

—— mesures —— théorie



ABSORPTIVE MATERIALS FOR SOUND BARRIERS ALONG HIGHWAYS I 3

C.T. Blaney and F.W. Jung
Research and Development Branch
Ontario Ministry of Transportation and Communications
1201 Wilson Avenue, Downsview, Ontario, M3M 1J8

1/ INTRODUCTION

In co-operation with industry, the Ontario Ministry of Transportation and Communications (MTC) has actively pursued a program of developing sound absorptive materials which can be used with exterior barrier walls to improve the performance of parallel highway sound barriers [1]. In the single barrier situation, the absorptive barrier can reduce the amount of sound reflected to the opposite side of the highway.

The current investigation encompasses both the use of an impedance tube (IT) and reverberation room (RR) methods. At present, for an absorptive sound barrier design to be accepted for used by the MTC, an expensive and time-consuming series of RR tests must be undertaken. The researcher can use the impedance tube to evaluate the relative acoustical merits of a particular design.

2/ SOUND ABSORPTION EVALUATION METHODS

Measurements were taken by two methods. The impedance tube tests [2] were done at the MTC Acoustics Testing Laboratory using a Bruel & Kjaer Type 4002 impedance tube and other instrumentation recommended by the manufacturer. The reverberation room measurements [3] were performed by the Division of Building Research, National Research Council, Ottawa. The impedance tube required a sample diameter of about 100 mm while the reverberation room tests required a sample single surface area of about 4.5 m^2.

The noise barrier design which was tested by both methods basically consisted of two pieces of plywood separated by an air space to create a Helmholtz resonator. One plywood panel was perforated by drilled holes and several types of absorptive fillers in the air space were evaluated.

According to Figure 1, the trends in sound absorbancy found in the impedance tube are also found in the reverberation chamber. Because the sample tested in the impedance tube is small compared with the size of the barrier tested in the reverberation room, all of the acoustic properties (for example, the natural resonance of the plywood panel) cannot be properly modelled. Also, in the impedance tube, only normal incidence sound absorption coefficients are measured compared to random incidence coefficients measured in the reverberation room.

In the reverberation room all frequencies are weighted equally in a 1/3 octave frequency band, but in the impedance tube only a single frequency is considered. For example, in the test used for Figure 1, the absorption coefficient is high for the impedance tube at 315 Hz because it is very close to the calculated Helmholtz resonating frequency of 327 Hz.

The noise reduction coefficient (NRC) for this example was 0.40 in the impedance tube compared to 0.55 in the reverberation room.

3/ CONCLUSIONS

1/ The impedance tube is a good method of optimizing a design before further, more expensive testing is done in the reverberation room.

2/ Acoustically, a perforated plywood barrier can meet MTC requirements of NRC $\geq$ 0.55 for sound absorptive barriers.

3/ Because of the different types of sound fields, the impedance tube should not be used to measure absolute NRC values, but only to predict relative trends.

REFERENCES

[1] Hajek, J.J., "The Effects of Parallel Highway Noise Barriers," Paper presented at the 1983 Transportation Research Board Meeting, Washington D.C., January 1983.

[2] ANSI/ASTM C384-77, "Standard Test Method for Impedance and Absorption of Acoustical Materials by the Impedance Tube Method," American National Standards Institute, 1981.

[3] ANSI/ASTM C423-81, "Standard Test Method for Sound Absorption and Sound Absorption Coefficients by the Reverberation Room Method," American National Standards Institute, 1981.

[4] ANSI/ASTM E795-81, "Standard Practice for Mounting Test Specimens During Sound Absorption Tests," American National Standards Institute, 1981.

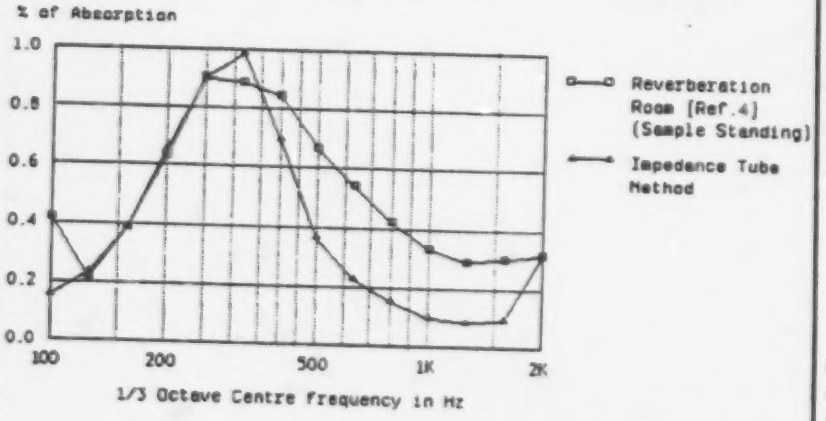


Figure 1/ Absorption Coefficent of a Foam-Backed Performated Resonating Panel Measured by Different Testing Methods

Plywood was perforated by 1/4" holes, approximately 5.3% of the open area.

NOISE EMISSION LEVELS OF VEHICLES IN ONTARIO

F.W. Jung and C.T. Blaney
Research and Development Branch
Ontario Ministry of Transportation and Communications
1201 Wilson Avenue, Downsview, Ontario, M3M 1J8

In 1977, the US Federal Highway Administration developed a completely analytical method of traffic noise prediction (Report FHWA-RD-77-108) with subsequent modelling for mainframe computers. Ontario has adopted this method mainly because of its flexibility in adjusting to new conditions such as changing noise emission levels due to different vehicle features and traffic composition, ground absortion, etc. Although standards were given in the method for average emission levels of vehicles, it was recommended that such levels should be determined for actual conditions in individual jurisdictions.

Using the method for such standard levels and comparing the results with actual measurements revealed a tendency to overprediction by 1 to 2 dBA even under the most controlled of conditions. This, plus the fact that considerable time had passed since the statistical sampling was done in the US, during which there have been changes in truck design towards noise muffling, were all important reasons to measure current noise emission levels.

At the time of writing, preliminary results are available for samples of:

393	heavy trucks	(HT)
80	medium trucks	(MT)
324	automobiles or cars	(A)
88	vans, pick-up trucks and motorcycles	(A)

Cars and vans were separated because this resulted in a surprisingly small standard deviation near the predominant speed -- except for medium trucks, the types of which vary substantially.

No. of Vehicles at Speed	Vehicle Type	Pred. Speed Design Speed	$(\bar{L}_o)_{Ei}$	σ
57	HT	100 km/h	85.7 dBA	2.5 dBA
10	MT	100 km/h	81.9 dBA	3.4 dBA
15	A - Vans and Motorcycles	100 km/h	75.4 dBA	1.5 dBA
56	A - Cars	100 km/h	73.4 dBA	1.3 dBA

Location of measurements of single events: Hwy 402 near Sarnia and Hwy 6 near Guelph.

The results of these first measurements were processed into preliminary functions as shown in Figure 1. The equations for this Ontario sample are:

L_{HT} = 2.82 Log S + 79.6 for heavy trucks

L_{MT} = 24.7 Log S + 33.7 for medium trucks

L_{vans} = 24.5 Log S + 27.1 for vans

L_{cars} = 19.9 Log S + 33.7 for cars

For all practical purposes, the heavy trucks emit a noise almost independent from speed (84 to 85 dBA). Van and car levels must be combined for the more basic application of the FHWA method. The information provided in Figure 1 is preliminary and the work is being continued. The general trend of Figure 1 appears to be that noise emissions at higher speeds are lower than originally recommended, especially for trucks. On the other hand, cars seem to be noisier at lower speeds.

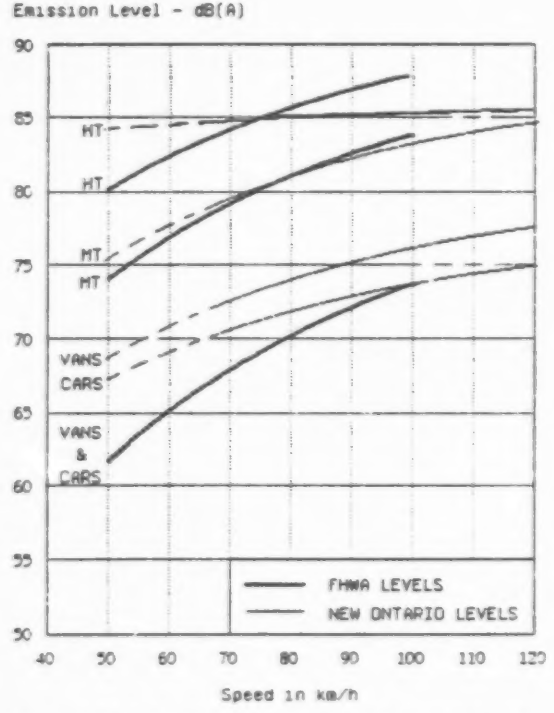


Figure 1/ Reference Vehicle Sound Emission Levels

PROPAGATION DU SON EN PRESENCE DE SURFACES ENNEIGEES I 5

G.A. Daigle*, J.L. Berry, J. Nicolas

Université de Sherbrooke, Génie mécanique, 2500 boulevard Université, Sherbrooke (Québec), Canada, J1K 2R1

* Professeur associé, aussi chercheur au C.N.R.

INTRODUCTION

La mesure de l'environnement sonore à l'extérieur est considérablement affectée dans certains pays par la présence de surfaces enneigées. L'incompatibilité de données prises en été (pelouse) et en hiver (neige) est la source de dilemme non solvable à moins de développer des connaissances sur les fonctions de transfert acoustique de ces deux types de surfaces. De plus il faut être capable de quantifier comment son affectés les niveaux de bruit émis par les véhicules routiers ou par des stations fixes tel un poste de transformateur.

MODELE THEORIQUE

Le champ acoustique au niveau du receveur est calculé |1| par

$$\phi = (1/kr_1)\exp(ikr_1) + (Q/kr_2)\exp(ikr_2)$$

où k est la constante de propagation, et Q le facteur de réflexion pour une onde sphérique. Ce dernier terme inclut l'onde réfléchie et l'onde de sol ("ground wave"). La neige est un matériau très complexe à l'échelle structurale. Cependant acoustiquement il peut être comparé à certains matériaux poreux et c'est pourquoi le modèle |2| de Delaney et Bazeley est utilisé pour le calcul de l'impédance.

$$Z/\rho_0 c_0 = 1 + 9{,}08\,(f/\sigma)^{-0{,}75} + 11{,}9\,i(f/\sigma)^{0{,}73}$$

Pour caractériser la fonction de transfert de la surface pour une géométrie donnée nous utiliserons l'atténuation: niveau obtenu en présence de la surface moins niveau que l'on aurait obtenu en champ libre.

RESULTATS EXPERIMENTAUX

L'obtention de résultats expérimentaux, in situ, en hiver, posent des difficultés certaines: l'instrumentation utilisée doit être portative et fonctionner adéquatement jusqu'à -20°C. La puissance acoustique en basse fréquence doit être très forte puisque la zone 100 Hz à 600 Hz est celle où l'atténuation est maximum alors que le bruit de fond peut ne pas être négligeable dans cette gamme de fréquence. L'utilisation d'un filtre suiveur pour le signal du récepteur aide aussi grandement à solutionner ce problème. La source est ponctuelle (ϕ = 2 cm) et munie à son extrémité d'un adapteur d'impédance. La quasi omni-directionnalité de la source de référence doit

être vérifiée. Pour faciliter les comparaisons, la configuration géométre des essais demeure constante: D = 7,62 m/HS = 0,62 m/HR = 0,31 m.

La figure 1 nous indique une très bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et le modèle dans le cas où on utilise une imperméabilité de 6,5 de 10 unités C.G.S. Il est aussi intéressant de constater que pour des mêmes conditions de neige l'épaisseur d'une couche homogène d'au moins 0,2 m se comporte comme si la couche était d'épaisseur infinie. Il nous faut aussi mettre en évidence l'écart (2 dB) entre le modèle et l'expérience dans le creux d'atténuation dû à l'onde de sol. Nos analyses nous ont conduit à en déduire que la couche ne peut plus être considérée comme infinie. L'épaisseur est donc aussi fonction de l'impédance du matériau: plus l'imperméabilité décroît, plus l'épaisseur équivalente à une épaisseur infinie augmente.

CAS DE L'EPAISSEUR FINIE

Il a été possible de mettre en évidence cet effet d'épaisseur pour des couches de neige inférieure à 0,2 m: par exemple avec 5 cm de neige (imperméabilité de 10 unités C.G.S.) l'écart entre la théorie et l'expérience peut aller jusqu'à 8 à 10 dB, dans la zone du "ground wave".

L'allure générale du modèle (pour plus de détail se reporter aux travaux [3] des auteurs) est en accord avec les phénomènes expérimentaux constatés précédemment. Dans le cas d'une couche de neige 0,1 m et une imperméabilité de 35 unités C.G.S. (figure 2), on constate que le modèle reflète bien la suratténuation trouvée expérimentalement.

CONCLUSION

La modélisation de la neige en tant que matériau poreux via le modèle de Delaney et Bazeley est confirmé par les résultats expérimentaux. Le facteur-clef, l'imperméabilité, peut varier entre 5 et 40 unités C.G.S. selon les types de neiges et les conditions de vieillissement. Un effet d'épaisseur apparaît au niveau expérimental pour des couches inférieures à 0,2 m, et il est possible de le modéliser avec succès.

REFERENCES

1. C.I. Chessel, "Propagation of noise along a finite impedance boundary", J.A.S.A., Vo-. 62, No. 4, 1977.
2. M.E. Delaney and E.N. Bazeley, "Acoustical properties of fibrous absorbant materials", Appl. Acoust., Vol. 3, 1970.
3. J. Nicolas, J.L. Berry, G.A. Daigle: "Propagation of sound above a finite layer of snow", Accepté pour publication, J. Acoust., Soc. Am., 1984.

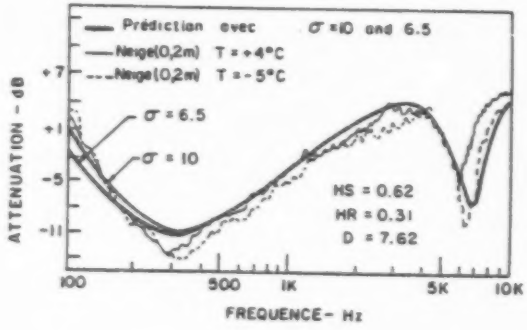


Fig. 1: Atténuation référée au champ libre

Courbes théoriques —— obtenues pour une imperméabilité de σ = 6.5 et σ = 10 unités C.G.S.
Courbes expérimentales obtenues pour 0.2 m de neige tombée depuis 12 heures; avant (——) le point de congélation et après (---) le point de congélation.
Géométrie typique: hauteur de la source HS = 0.62 m, hauteur du receveur HR = 0.31 m, distance source au receveur D = 7.62 m.

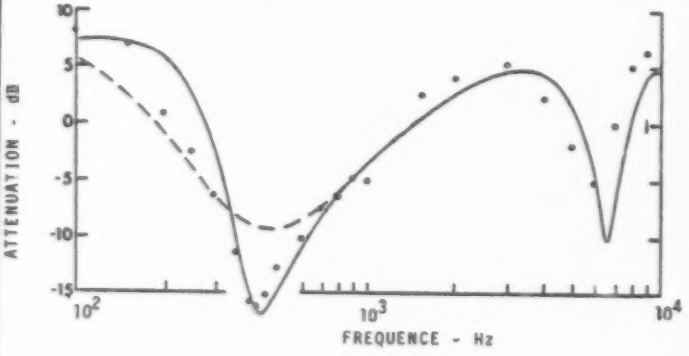


Fig. 2: Atténuation référée au champ libre. Théorie avec effet d'épaisseur (—), épaisseur infinie (---), points expérimentaux (.), même géométrie que Fig. 1.

UNDERWATER MEASUREMENTS OF IMPACT NOISES ON ICE I 6

Philippe de Heering, Peter Sutcliffe, M. DesParois

CANADIAN ASTRONAUTICS LIMITED, 1050 MORRISON DRIVE
OTTAWA, ONTARIO, K2H 8K7, CANADA

As part of a contract with the Canadian Hydrographic Service, Department of Fisheries and Oceans, the authors measured, by means of underwater hydrophones the noise impulses produced in the water under an ice layer when a bullet shot from above the ice, hits it. These measurements had the purpose of developing an impulsive sound source, that is sufficiently cheap and easy to implement to serve for a variety of purposes, and, in particular, that of performing acoustic soundings of the water underlaying the Arctic ice.

Preliminary trials were carried out in February 1984 on the 60 cm thick ice of the Ottawa River, in a water depth of the order of 9 meters. The following trials were performed in the Arctic in the immediate vicinity of Browne Island (NWT) on 1.80 m thick sea ice. In both cases, the shots originated from a 20 feet high platform standing on the ice. The sound pressure level was measured by a hydrophone located more or less on the verical of the impact point, at a depth of about three-four meters under the surface of the fresh water ice, and of eighteen meters under the surface of the Arctic sea ice.

Although at the time of writing, only part of the data of these field trials has been analyzed, the following observations can be made.

(i) The results obtained vary little with the target surface (sea ice or fresh water ice)

(ii) Depending on the type of bullets used, the presence of a snow or unconsolidated porous ice upper surface may adversly affect the maximum sound level and pulse shape produced.

(iii) The acoustic pulse shapes produced are "clean" and are a good approximation to a one-period wavelet.

(iv) Significant source levels are produced in the water, typically, between 100 and 300 kPa (at one meter) peak.

(v) The power specturm of the pulses so produced extends from .5 kHz or lower to two to four kHz or higher (at -6dB points) depending on the type of ice, the type of ammunition used and the geometry.

(vi) The sound produced in the water exhibits a conical beam pattern of about 40° aperture (total between -3dB points) caused by the refractive properties of the ice/water interface.

Some of the above characteristics are illustrated in the accompanying figures. Figure 1 shows the pressure signatures in the water obtained from six shots at the Arctic ice, in kPa referred to a 1 m distance from the source. These were obtained with especially designed 0.3 calibre bullets. Figure 2 shows the average energy spectrum density for the same signals, again referred to a 1 m distance from the source.

In conclusion, we believe that the impact of bullets on ice constitutes a sound generating mechanism that will be useful in several practical applications.

It is a pleasure to acknowledge the logistic support given to this project by the Polar Continental Shelf Project (EMR) without which the Arctic field work would have been unthinkable, as well as the help and support received from the Hunters' and Trappers' Association of Resolute Bay (N.W.T.).

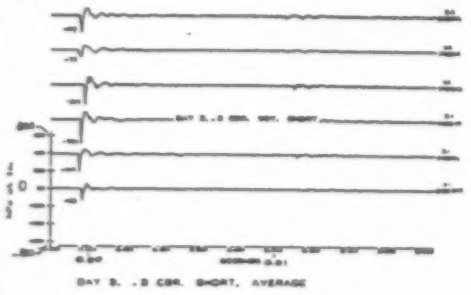


Figure 1

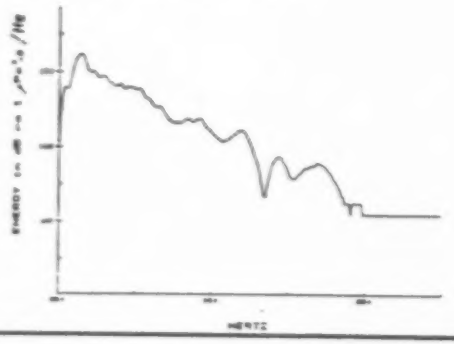


Figure 2

ETUDE D'IMPACT SUR L'ENVIRONNEMENT SONORE ET VIBRATOIRE DU PROJET DE METRO DE SURFACE DE MONTREAL

I 7

Jean-Luc Allard - Le Groupe S.N.C. et
Jean-Pierre Panet - Service de l'environnement
Ministère des Transports du Québec

Service de l'environnement - M.T.Q.
255, boul. Crémazie est, 9e
Montréal, QC H2M 1L5

Le Groupe S.N.C.
1 Complexe Desjardins, Case postale 10
Succ. Desjardins, Montréal, QC H5B 1C8

(SEMAINE CANADIENNE D'ACOUSTIQUE DONNEE A QUEBEC DU 22 AU 26 OCTOBRE 1984)

Le transport des personnes est de première importance pour le ministère des Transports du Québec. C'est cette nouvelle préoccupation qui a amené le Ministère à effectuer des études pour la réalisation de métros de surface dans la région de Montréal.

Le projet de la ligne 6 consiste en l'implantation d'une ligne de métro de surface dans l'emprise actuelle d'un chemin de fer au nord de l'île de Montréal. Le projet a plus de 21 kilomètres et passe au travers de zones sensibles aux bruits et aux vibrations. Nous avons identifié les répercussions possibles du projet et des mesures de mitigation ont été proposées.

METHODOLOGIE

L'approche utilisée pour évaluer l'impact du projet consiste à évaluer le climat sonore actuel et celui prévu après la réalisation du métro de surface. L'impact est alors déterminé en tenant compte de la sensibilité au bruit de la zone (utilisation du sol).

CLIMAT SONORE ACTUEL

Le climat sonore existant le long de l'emprise du métro de surface varie continuellement en fonction de la contribution relative des divers modes de transports urbains, tels aéroports, autoroutes, boulevards, etc...

Le centre aéroportuaire de Dorval affecte principalement le secteur "ouest" du tracé. Le réseau routier, suivant son importance et la proximité des secteurs résidentiels, crée un bruit de fond couvrant toute la zone d'étude mais devient, dans certains secteurs, la source dominante du bruit urbain.

L'emprise du CN Rail, qui servira également à l'implantation du métro de surface, affecte à des intensités variables les zones qui lui sont contiguës.

CLIMAT SONORE PROJETE

Compte tenu du fait que le tracé de la ligne no 6 est fixe, l'ampleur de l'impact produit auprès des riverains (bruit et vibrations) par le passage des rames de métro sera principalement fonction du type de matériel roulant utilisé et du maintien en bon état de l'équipement (voies et voitures). Les voies du métro de surface seront installées sur un ballast et munies de longs rails soudés afin d'éliminer les bruits d'impacts aux joints des rails et de réduire le niveau de vibration induit dans le sol.

Une emphase particulière a été mise sur les moyens de réduire directement à la source le bruit et les vibrations générés par le matériel roulant.

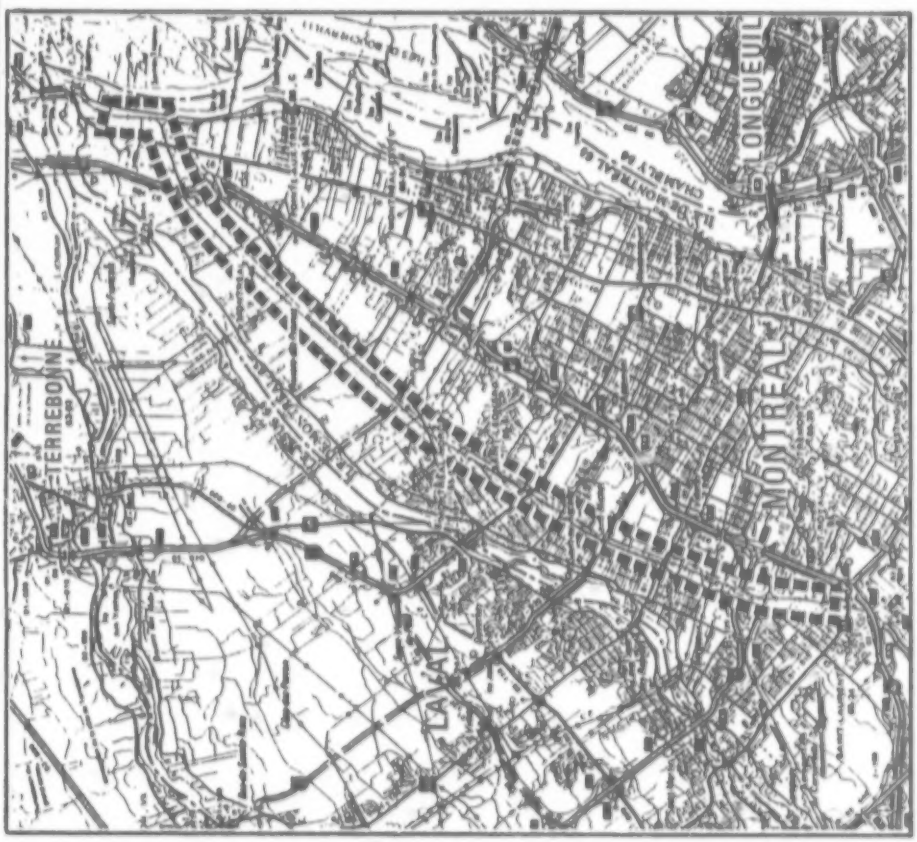
Comme la conception du matériel roulant utilisé pour le métro de surface n'est pas complétée, il s'est avéré impossible de connaître avec exactitude le niveau de bruit et de vibration généré.

L'évaluation des impacts sonores a été effectuée, dans un premier temps, pour des matériels roulants dont les niveaux sonores maximums à une vitesse de pointe commerciale, variant entre 80 et 88 dB(A), (vitesse de passage de 90 km/h à une distance de 15 mètres, rame de 4 voitures), ce qui couvre la majorité des trains de banlieue modernes en opération actuellement.

ETENDUE DE LA ZONE D'IMPACT SONORE

L'étude a démontré que l'utilisation d'un matériel roulant respectant les normes de l'APTA et le maintien en bon état des éléments roues-rails permettant de réduire suffisamment l'impact sonore généré pour que le projet soit acceptable pour les riverains à plus de 15 mètres de la voie, sans mesure de mitigation importante.

Il est important de noter que le niveau sonore perçu le long du tracé est, de beaucoup, inférieur au bruit que générerait une artère de circulation transportant le même nombre de passagers.



ZONE D'ETUDE D'IMPACT SONORE

IMPACT VIBRATOIRE RELIÉ AU CHOIX DE LA TECHNOLOGIE DU MATÉRIEL ROULANT UTILISÉ POUR LE MÉTRO SOUTERRAIN À MONTRÉAL.

I 8

JEAN-LUC ALLARD & JAMES REMBIE

LE GROUPE SNC, 1 Complexe Desjardins, Montréal, H5B 1C8

La conception d'une nouvelle ligne de métro à Montréal a permis la possibilité de l'utilisation du matériel roulant fer sur fer au lieu du matériel "pneu". Malgré les avantages techniques et économiques du matériel "fer", il reste que ce matériel peut engendrer des problèmes sérieux de bruit et de vibration pour les riverains de la ligne, compte tenu de l'expérience de plusieurs réseaux de métro en Amérique du Nord et ailleurs.

Le Ministère des Transports du Québec nous a demandé d'étudier l'impact sonore et vibratoire d'une telle ligne de métro.

Des normes de bruit APTA ont été choisies comme étant les plus réalistes pour ce projet. En ce qui concerne la vibration, ces normes consistent en une courbe en tiers-d'octave, de niveaux d'accélération maximaux pour les surfaces intérieures des fondations d'une résidence. Pour le bruit, un niveau maximum de 35 dBA est permis dans une résidence privée.

L'analyse de l'impact sonore et vibratoire consiste essentiellement en quatre étapes:

1. Évaluation des caractéristiques de génération des vibrations des voitures.

2. Évaluation de la décroissance des niveaux de vibration dans le sol.

3. Augmentation des niveaux de vibration à cause des résonances des structures des résidences.

4. Comparaison entre les niveaux des vibrations du bruit résultant et les normes.

Pour une voie standard, on a estimé que les niveaux des vibrations à la résidence la plus proche de la ligne (8m), ne seraient pas perceptibles selon la norme APTA. Toutefois, le niveau de bruit résultant de ces vibrations serait de 47 dBA, donc 12 dBA supérieur à la norme. Ceci nécessitait l'évaluation des mesures mitigantes suivantes:

1. Attache du rail élastique tel que l'Oeuf de Cologne.

2. Système STEDEF, qui consiste d'une traverse élastiquement supportée.

3. Rails installés sur une dalle flottante.

Basé sur nos premières estimations, seulement la dalle flottante offrait les réductions de vibrations suffisantes.

Toutefois, sachant que nos prévisions étaient très conservatrices et que les coûts impliqués par la dalle flottante sont très élevés, nous avons décidé de confirmer les caractéristiques de propagation des vibrations dans le sol par des mesures en place. Les résultats de ces mesures ainsi que nos conclusions finales seront présentés au symposium.

[P]

CONFERENCE PLENIERE
PLENARY SESSION

CHAMP SONORE DANS LES TUNNELS ROUTIERS ET EFFICACITE D'UN TRAITEMENT DES PAROIS

P 1

J. LECLERC, Dr. Ingénieur

Université de Liège - Acoustique Appliquée
Campus universitaire du Sart Tilman - Bât. B 28
B-4000 SART TILMAN (LIEGE 1) - Belgique

Introduction

Les tunnels présentent, dans le cadre de l'infrastructure routière, des avantages évidents sur le plan acoustique. Cependant, la réverbération des ondes sonores sur les parois en général réfléchissantes engendre une gêne supplémentaire pour les riverains, soumis à des niveaux dépassant souvent ceux qui existaient avant l'implantation de l'ouvrage. Nous nous sommes proposé d'étudier le champ sonore dans un tunnel en fonction de ses paramètres géométriques (largeur A, hauteur B, distance Z entre la source et le récepteur) et acoustiques (puissance de la source W, coefficient d'absorption moyen α, atténuation par l'air m) afin d'évaluer son impact sur le voisinage immédiat des extrémités et l'efficacité d'un traitement absorbant des parois.

Méthodologie

La description du champ réverbéré est obtenue par l'intermédiaire de la méthode des sources images. Dans le cas particulier d'un tunnel, celles-ci sont coplanaires et au nombre de 4 n à l'ordre n. Il suffit alors d'ajouter les contributions de tous les rayons sonores pour n variant de 1 à l'infini (en pratique, n est limité par une condition sur la précision du calcul) en une expression du type

$$I_R = W \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{i=1}^{4n} \frac{a_{n,i} \cdot \exp(-m\, r_{n,i})}{4\pi r_{n,i}^2}$$

où $a_{n,i}$ est le facteur d'absorption relatif au rayon i réfléchi n fois;

$r_{n,i}$ est la distance parcourue par le rayon i réfléchi n fois.

Le respect des hypothèses de la méthode utilisée restreint la validité des résultats aux bandes d'octaves centrées sur 250, 500, 1000 et 2000 Hz, ce qui n'enlève pas sa généralité au modèle si l'on tient compte du spectre moyen des bruits de circulation (chute en haute fréquence) et de l'évaluation habituelle des niveaux en dBA (atténuation en basse fréquence) qui conduisent à une nette prédominance des octaves précitées.

Libre parcours moyen

Le calcul par ordinateur du champ réverbéré total permet le tracé de courbes de décroissance en fonction de Z et met en évidence l'accroissement du niveau à la sortie du tunnel par rapport au niveau en champ libre, c'est-à-dire à l'onde directe, représentée en trait d'axe sur la figure 1 (--- : section 10 x 5 m, ——— : section 20 x 6 m). La figure 2, où l'on a considéré une propagation extérieure sphérique, montre dans le voisinage de l'extrémité du tunnel les courbes d'égale augmentation du niveau équivalent (dBA) dû au passage d'un véhicule. C'est ce que nous avons appelé "l'effet tunnel".

Le temps de calcul du logiciel rendant impossible une étude paramétrique complète, il était nécessaire de rechercher une expression simple du champ réverbéré, ce qui fut réalisé par le biais du libre parcours moyen énergétique. En supposant, en effet, qu'il existe une valeur unique LPM, constante pour tout rayon, l'intensité réverbérée s'écrit :

$$I_R = W \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4n\,(1-\alpha)^n \exp[-m\,(n+1)\,LPM]}{4\pi\,[(n+1)\,LPM]^2} = \frac{W}{(1-\alpha)\,\pi\,LPM^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{(n+1)^2}$$

en posant $q = (1-\alpha)\exp(-m\,LPM)$. La somme infinie (soit S) peut être évaluée une fois pour toutes et tabulée en fonction de q.
L'ajustement de la valeur de LPM conduisant à l'intensité I_R trouvée par le programme, dans un grand nombre d'exemples numériques, a permis d'aboutir à l'expression suivante :

$$LPM = 0.4\left[Z + \frac{(A+B)\sqrt{AB}}{4Z}\right]\alpha^{-0.3} \log\frac{Z}{\sqrt{AB}} - 0.065\ mZ$$

Le champ sonore total s'obtient en combinant cette intensité réverbérée à celle de l'onde directe, soit

$$I_D = W\frac{\exp(-mZ)}{4\pi Z^2}$$

La figure 3 montre la comparaison de l'évolution du niveau instantané, lors du passage d'un véhicule, en un point situé dans le voisinage de l'extrémité du tunnel. Les courbes mesurée (a) et calculée (b) sont en très bon accord.

Efficacité d'un traitement acoustique

Si le placement d'absorbants sur les parois fait passer le coefficient d'absorption de α à α', la diminution du champ réverbéré sera de la forme :

$$E = 10\log\frac{S(1-\alpha')}{S'(1-\alpha)} = (6\log\frac{Z}{\sqrt{AB}} - 1.3\ mZ)\log\frac{\alpha'}{\alpha}$$

Cependant, il ne s'agit pas là de l'efficacité réelle du traitement car il faut bien sûr considérer également l'onde directe. La figure 4 est un exemple de carte représentant la réduction du Léq dûe au passage d'un véhicule à la suite d'un traitement des parois.

Conclusions

Nous nous bornerons, dans ce texte succint, à énoncer les principaux enseignements de l'étude paramétrique.

- Il convient d'utiliser des structures absorbantes peu sujettes au vieillissement car l'efficacité chute très rapidement avec la diminution du coefficient α.
- L'efficacité croît avec le logarithme de la longueur de tunnel traitée et un compromis avec le coût doit être recherché pour chaque situation particulière.
- A surface d'absorbant égale, le traitement du plafond et des parois latérales est plus efficace que le traitement du plafond seul. Cette proposition est évidente, mais mal traduite par la formulation classique $\bar{\alpha} = \frac{\sum \alpha_i S_i}{S}$

  Nous proposons les expressions suivantes, issues de l'étude par sources images : une paroi traitée : $\alpha = (\alpha_1\alpha_2)^{0.5}$; deux parois opposées : $\alpha = (\alpha_1\alpha_2)^{0.6}$; deux parois adjacentes : $\alpha = (\alpha_1\alpha_2)^{0.7}$; trois parois traitées : $\alpha = (\alpha_1\alpha_2)^{0.25}$.
- La section transversale du tunnel est un élément critique de son impact sur l'environnement. Plus la section est faible, plus l'augmentation des niveaux est importante. Par contre, l'efficacité d'un traitement, pour une surface d'absorbant donnée, est nettement inférieure dans le cas d'une grande section.

Partant de ces conclusions, nous avons montré l'intérêt du placement d'une cloison médiane absorbante qui constitue un optimum du rapport efficacité sur coût.

Figure 1

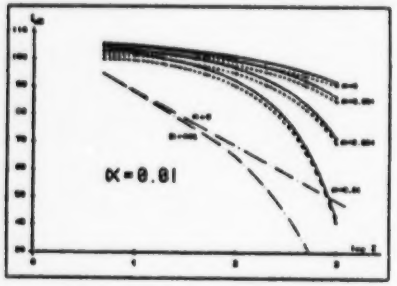
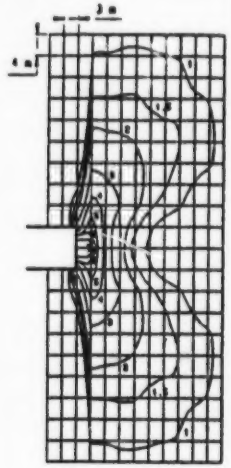
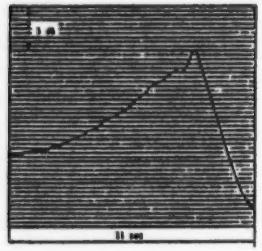


Figure 2





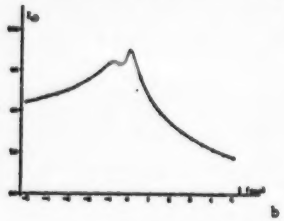


Figure 3

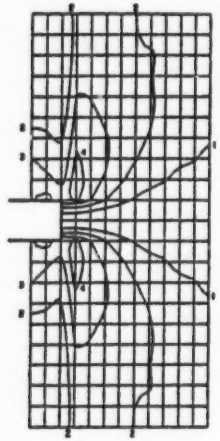


Figure 4

ON THE RELATIONSHIP BETWEEN HEARING LOSS AND NOISE EXPOSURE

Edgar A.G. Shaw

P 2

Division of Physics, National Research Council of Canada, Ottawa, Ontario K1A 0R6

For nearly two decades there have been deep differences of opinion among scientists concerning the relationship between noise exposure and permanent hearing loss. The most troublesome of these differences concerns the question of intermittency. As a consequence, two fundamentally different methods of assessing and regulating workplace noise are widely used, one based on the "3 dB rule" and the other on the "5 dB rule". In November 1982, this and other problems came to a head in connection with the proposed Ontario Noise Regulation leading to the appointment of a Special Advisory Committee. To meet the needs of this Committee, an extensive scientific review was undertaken and the results were presented in a report circulated a few months ago*. A few of the highlights are presented here.

The first part of the report deals with exposure to steady and intermittant noise. Here two concepts have been predominant: One, loosely described as the "total energy theory", is linked with the 3 dB rule. The other, the "principle of equinocivity", is concerned with the relationship between temporary threshold shift (TTS) and permanent threshold shift (PTS) and is loosely related to the 5 dB rule. When these concepts are critically examined it becomes clear that neither is firmly founded on fundamental knowledge of the microphysiology of hearing.

To gain perspective, we must go back to 1966 when the members of CHABA Working Group 46 published a report which is generally recognized as a major landmark in this field: "Hazardous Exposure to Intermittent and Steady State Noise". The authors enunciated three postulates which, in effect, codified an inferred relationship between TTS_2* and PTS. Building on these, they prepared a set of damage risk contours two of which dealt with uninterrupted noise, four with short-burst- duration intermittent noise and four with long-burst-duration interrupted noise. By inference, near daily exposure to the same combinations of burst-duration, "on- fraction", level and frequency for 10 years would produce amounts of noise- induced PTS approximately equal to the amounts of TTS_2 allowed in the design of the contours.

One year later Botsford published a "Simple Method for Identifying Acceptable Noise Exposures" based on the CHABA contours but embracing the use of A-weighted sound level in place of octave-band levels and limiting intermittent exposures to identical cycles occupying a full working day. Despite these substantial simplifications, the "allowable" daily duration of noise was still dependent on two parameters: the noise level L_A and the number N of exposure cycles per day. This precluded the use of elementary dose-measuring instruments and simple arithmetical procedures.

Simplicity was clearly the paramount objective of the writers of guidelines and regulations. By the time Botsford's "Simple Method ...." was ready for publication, an even greater degree of simplification, a fixed trading relationship (5 dB change in level against a factor of two in total daily duration) was gaining ground. This simple rule was firmly advocated by the American Conference of Governmental Industrial Hygienists in 1968 and adopted by

the U.S. Bureau of Labour Standards in the noise regulations promulgated under the Walsh Healey Act in 1969. In support of the 5 dB rule it was argued that practically all industrial noise exposures were interrupted several times per day and it was assumed that these interruptions matched the intent of the CHABA contours.

It soon became apparent that there were significant deficiencies in the procedures used to calculate the CHABA contours for intermittent noise exposure. The assumption that all exposure to noise below approximately 89dBA could be ignored was also shown to be untenable. Much lower background levels were needed to achieve "effective quiet". Equally disturbing was the discovery that intermittent exposure to high frequency high intesity noise often produced delayed recovery from temporary threshold shift even though the amount of TTS_2 was moderate. Hence the magnitude of TTS_2 could no longer be accepted as a reliable indicator of potential long term hazard. So, whatever benefit, if any, there may be from intermittency, it is clear that the CHABA Damage Risk Contours of 1966 can no longer be accepted as a valid means of assessing that benefit. This obviously affects the credibility of the 5 dB rule.

As regards the epidemiology of noise-induced hearing loss, it is important to recognize that little can be learned by studying single sets of data taken in isolation. It is, however, generally recognized that the comprehensive study of intermittent, fluctuating and irregular noises published by Passchier-Vermeer in 1973 is of outstanding value and, in many respects, unique. This study has now been updated to bring it within the framework of the new ISO document DIS 1999/1984 entitled "Determination of Occupational Noise Exposure and Estimation of Noise-Induced Hearing Loss". The results confirm the view that, with one possible exception, there is no consistent overestimation (or underestimation) of hazard when intermittent and varying noise exposures are assessed in terms of the daily A-weighted sound energy.

For these and other reasons given in the report it is concluded that, for steady, intermittent and varying noise, there is at the present time only one scientifically acceptable basis for the measurement of noise exposure: the A-weighted equivalent sound level or, in the terminology of ISO/R1999/1984, the "squared A-weighted sound pressure" with an appropriate integration period. In other words, the 3 dB exchange rate should be accepted and the 5 dB exchange rate firmly rejected.

When we turn our attention to impulsive noise it is apparent that we are dealing with phenomena that are even more complex than those associated with intermittent and varying noise exposure. The list of potentially significant parameters would certainly have to include two measures of impulse duration, the peak sound pressure level, the number of impulses per day, the simultaneous presence or absence of steady sound, one or more measures of critical level, the frequency spectrum and the protective effect of the middle-ear acoustic reflex since each of these appears implicitly or explicitly in at least one critical experiment or set of criteria. Nevertheless, as discussed in the report, there are cogent reasons for treating industrial exposure to impulse noise in precisely the same way as steady, intermittent and varying noise by including all types of noise, up to a certain instantaneous peak sound pressure level, in a comprehensive measurement or estimation of A-weighted equivalent continuous sound level or, more precisely, integrated squared A-weighted sound pressure as advocated in ISO/DIS 1999-1984.

[*]E.A.G. Shaw "Draft Report of the Scientific Advisor to the Special Advisory Committee on the Ontario Noise Regulation (NRC Ottawa 30 March 1984).

+TTS_2 denotes TTS measured two minutes after end of exposure.

GYROMETRIE ACOUSTIQUE

P 3

M. BRINEAU, C. GARING, H. LEBLOND[*]

Laboratoire d'Acoustique - Université du Maine - B.P. 535
72017 LE MANS Cedex - France

[*]Société Badin-Crouzet - B.P. 13 - 78117 CHATEAUFORT - France

Cette étude se propose de montrer qu'une grandeur acoustique peut être utilisée pour traduire l'effet d'inertie lié à une rotation en vue de la réalisation d'un nouveau type de capteur de vitesse angulaire, que nous appelons de ce fait gyromètre acoustique |1,2|.

L'équation fondamentale de la dynamique, écrite dans un référentiel non Galiléen, doit tenir compte des interactions vraies et des forces d'inertie, forces d'inertie d'entraînement et force d'inertie de Coriolis. La force d'inertie de Coriolis a une direction orthogonale et un module proportionnel à la vitesse de rotation du référentiel et à la vitesse du corps étudié dans ce repère. Dans la gyrométrie acoustique, cette dernière vitesse est celle prise par les molécules d'un gaz sous l'effet d'un champ acoustique. La faible amplitude de la vitesse particulaire acoustique et de la force de Coriolis associée nécessite l'utilisation d'une technique qui permette de compenser ces inconvénients : une cavité acoustique résonnante.

Une cavité résonnante (demi-onde par exemple) aux parois parfaitement rigides est excitée par un haut-parleur placé au centre de la face z=0. Pour obtenir le mode longitudinal pur recherché suivant $\vec{oz}$, la fréquence est accordée à l'aide d'un microphone d'asservissement placé au centre de la face opposée z=d. Dans ces conditions, la vitesse particulaire est orientée suivant $\vec{oz}$. Lorsque la cavité est en rotation avec un vecteur rotation $\vec{\Omega}$ suivant $\vec{ox}$, la force d'inertie de Coriolis engendre un mouvement particulaire transversal suivant $\vec{oy}$. Dans l'essentiel du volume de la cavité, cette dernière composante de la vitesse particulaire n'est pas modulée spacialement suivant $\vec{oy}$: ainsi aucun phénomène de pression acoustique lié à l'effet gyroscopique de volume n'apparaît directement. Sur les limites de la cavité, l'effet de Coriolis est également inexistant car la vitesse particulaire est nulle (parois rigides). Par contre, dans les couches limites près des parois y=0 et y=b, au gradient (suivant $\vec{oy}$) de la vitesse particulaire suivant $\vec{oz}$ est associé un gradient de la vitesse de Coriolis et, par suite, apparaît un écart de pression par rapport à la pression statique, dont la fluctuation temporelle suit celle de l'excitation : c'est la source de pression acoustique de Coriolis (le phénomène de déplacement d'ensemble en volume dû à l'effet de Coriolis ainsi que ceux associés aux forces d'inertie d'entraînement sont négligeables). Le réglage de la longueur b de la cavité suivant oy est effectué de façon à ce qu'il corresponde à un mode axial impair, en demi-onde par exemple ; de la sorte le gaz contenu dans la cavité sert de "support amplificateur" du sigal utile (il y a alors "couplage de modes" par effet de Coriolis).

Nous avons vu que l'effet de Coriolis se "traduit" en phénomène de pression acoustique dans les couches limites uniquement. Par ailleurs, la cavité possède des parois rigides et est alimentée en énergie acoustique en permanence par le haut-parleur ; il est donc nécessaire dans les calculs de tenir compte de l'absorption visco-thermique, prépondérante dans les couches limites (facteur de

qualité fini). En conséquence, le système complet d'équations qui régissent le mouvement est donné par les équations de Navier-Stokes, de conservation de la masse, de conduction de la chaleur (équation de Fourier), et celles qui expriment que les variations d'entropie et de masse volumique sont des différentielles totales exactes, l'effet du haut-parleur étant traduit par son débit et celui de Coriolis par des forces réparties en volume. Les conditions aux frontières associées admettant au niveau des parois une température qui ne fluctue pas et une vitesse particulaire totale (acoustique, tourbillonnaire et entropique) nulle. Une théorie modale qui ne conserve que les facteurs correspondant aux modes prépondérants dans la cavité a permis de vérifier les assertions qui précèdent et conduit aux résultats mentionnés ci-dessous |3,4|.

Le facteur de qualité suivant une direction a été exprimé en fonction des divers paramètres du système : numéro du mode, dimensions de la cavité, pression et température dans la cavité ; γ, coefficient de conduction thermique, coefficient de viscosité et masse molaire du gaz. Le résultat obtenu permet d'optimaliser le système car la pression de Coriolis en dépend : elle est proportionnelle au produit des facteurs de qualités correspondant aux deux directions intéressantes (y et z). Normalisée aux valeurs minimales et maximales de la pression stationnaire en l'absence de rotation, la pression de Coriolis est proportionnelle respectivement aux quantités suivantes (pour une cavité cubique) :

$$(\Omega/\omega)\ (d/l) \qquad \text{et} \qquad (\Omega/\omega)\sqrt{d/l}$$

avec Ω vitesse de rotation à mesurer, ω pulsation de l'onde acoustique, d dimensions de la cavité, l longueur caractéristique de l'absorption viscothermique de surface (proportionnelle au coefficient de viscosité et de conduction thermique du gaz).

Les calculs ont montré qu'on peut espérer atteindre une sensibilité de 1/100ième de degré par seconde environ, ce qui correspond approximativement à 3 fois la vitesse de rotation de la terre.

Quelques cavités ont été fabriquées ; nous reportons ci-dessous les résultats obtenus avec une cavité à base carrée de 4 cm d'arête, usinée au 1/100ième de mm, munie d'un haut-parleur piézoélectrique et de pastilles microphoniques à électrets miniatures couplés à la cavité par des petits trous. Le circuit électronique d'excitation (avec asservissement en phase de la cavité) et de mesure est donné sur la figure 1. Le facteur de qualité obtenu est de l'ordre de 200. La figure 2 montre la pression totale donnée par le microphone de mesure placé au centre de la face y=0 (pression gyroscopique + pression primaire d'excitation) avec les deux composantes en phase (X) et en quadrature (Y) par rapport au signal délivré par le microphone de référence. Les vitesses de rotation en °/s sont directement indiquées sur la courbe ; elles correspondent aux croix qui représentent les résultats expérimentaux. La proportionnalité des valeurs en °/s et des distances séparant les points correspondant au point zéro (absence de rotation) montrent la linéarité du gyromètre. Des mesures de rotation ont été faites de 0,1 °/s avec une précision de l'ordre de 0,1 °/s. La concordance avec les résultats théoriques s'est avérée tout à fait convenable.

Bibliographie

|1| C.E. GRANQUIST, Gyroscope device with vibrating gas particles or particles of another sound transferring medium, US Patent Office 2999 389, 1961.

|2| G.C. NEWTON, A rate gyroscope based on interaction of sonic waves, IEEE Transactions on automatic control, 1965.

|3| A.D. PIERCE, Acoustics : An introduction to its physical principles and applications, Mc Graw Hill, New-York, 1981.

|4| M. BRUNEAU, Introduction aux théories de l'acoustique, Université du Maine éditeur, 72017 Le Mans (France), 1983.

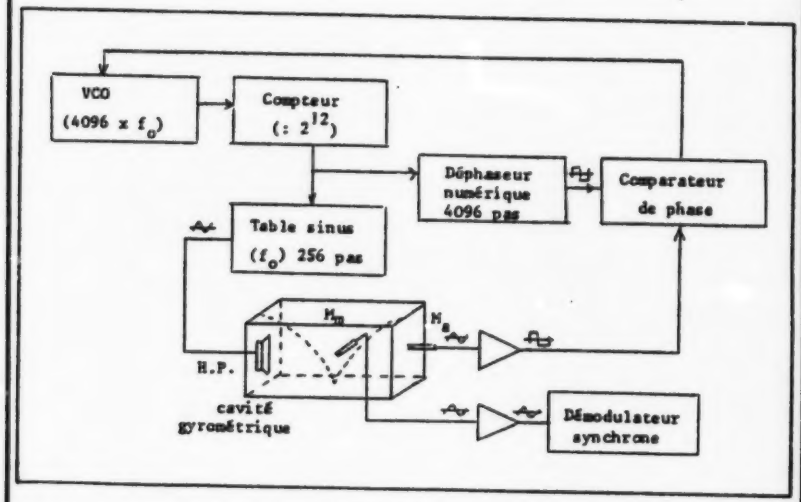


fig. 1 - Synoptique du circuit électronique d'excitation, avec asservissement en phase de la cavité

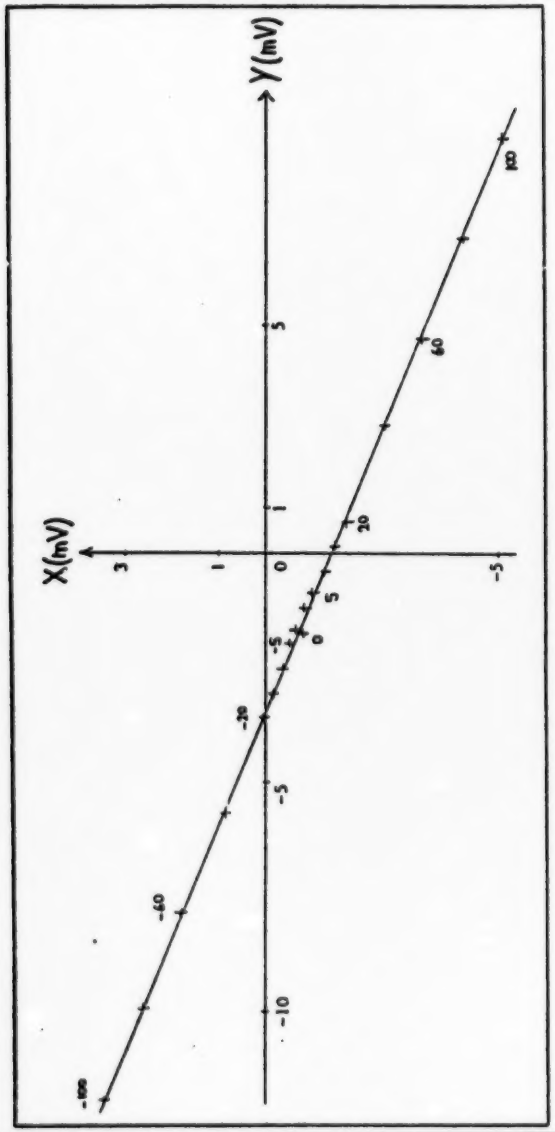


fig. 2 : Pression totale donnée par le microphone de mesure (pression gyroscopique + résidu) avec les deux composantes en phase (X) et en quadrature (Y) par rapport au signal de référence. Les vitesses de rotation en °/s sont directement indiquées sur la courbe

Prof. René Lehmann,
Président du G.A.L.F., Président du
Congrès International d'Acoustique (Paris 1983)
Directeur de l'IUT, Le Mans, France.

Le professeur Lehmann fera une intervention spéciale sur le dernier Congrès International d'Acoustique de Paris et sur le développement des treveaux de recherche en acoustique dans le monde.

Bibliographie

|1| M.A. BIOT
Theory of propagation of elas... waves in a fluid filled satured porous solid
Journal of the Acoustical Society of America 28, 1956, 168.

|2| C. ZWIKKER and C.W. KOSTEN
Sound Absorbing Materials
Elsevier, New York, 1949.

|3| J.F. ALLARD, A. AKNINE
Théorie de Biot et propriétés acoustiques des matériaux fibreux et des mousses plastiques à forte porosité
A paraître dans Acustica.

|4| M.E. DELANY and E.N. BAZLEY
Acoustical properties of fibrous absorbent materials
Applied Acoustics 3, 1970, 105.

|5| J.F. ALLARD, P. DELAGE
Free field measurements of absorption coefficients on square panels of absorbing materials
Soumis à Journal of Sound and Vibration.

POOR

QUALITY

ORIGINAL